



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



## Dieseldrivna värmepumpar i befintliga hetvattencentraler

### Teknisk/Ekonomisk förstudie

**Karen Munch**

INSTITUTET FÖR  
BYGGDOKUMENTATION

Accnr 80-1510

Plac Ser

K  
90/8

**BYGGDOK**

Institutet för byggdokumentation  
Hälsingegatan 49  
113 31 Stockholm, Sweden  
08-34 01 70 Telex 125 63

Byggeforskningsrådet

Ser

R94:1980

F)  
DISELDRIVNA VÄRMEPUMPAR I BEFINTLIGA  
HETVATTENCENTRALER

Teknisk/Ekonomisk förstudie

Karen Munch

Handledare  
Thore Berntsson

Denna rapport hänförs sig till forskningsanslag  
791074-6 från Statens råd för byggnadsforskning  
till Institutionen för Värmeteknik och maskin-  
lära, Chalmers tekniska högskola, Göteborg.

I Byggforskningsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat.

R94:1980

ISBN 91-540-3297-0

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1980 054932

## INNEHÅLL

1.	INLEDNING OCH ÖVERSIKT .....	5
2.	DISTRIBUTIONSSYSTEMET .....	9
3.	ENERGIBEHOVET .....	11
3.1	Byggnadsuppvärmning .....	11
3.2	Tappvarmvatten .....	14
4.	VÄRMEPUMPEN .....	15
4.1	Allmänt om värmepumpen .....	15
4.2	Definitioner av värmefaktorer .....	17
4.3	Allmänt om värmefaktorn .....	18
4.4	Diseldrivna kontra eldrivna värmepumpar .....	26
4.5	Värmepumpen i detta projekt .....	27
5.	DIESELMOTORN .....	29
6.	STUDERADE VARIATIONER I DE TEKNISKA FÖRUTSÄTTNINGARNA .....	31
6.1	Storleken på värmeväxlarkapacitet och hetvattenflöde .....	31
6.2	Metoder för tillverkning av tappvarmvatten .....	34
6.3	Årsvärmefaktorns känslighet för temperaturdifferensens storlek i kondensor och förångare .....	35
7.	TEKNISKA BERÄKNINGAR .....	37
7.1	Beräkningar .....	37
7.2	Resultaten av de tekniska beräkningarna .....	50
8.	EKONOMISKA BERÄKNINGAR .....	55
8.1	Investeringar .....	55
8.2	Energi- och underhållskostnader ....	59
8.3	Beräkningsmodell .....	61
8.4	Resultat av de ekonomiska beräkningarna .....	72

9.	SLUTSATSER .....	75
10.	VARIABELLISTA .....	77
11.	REFERENSER .....	81
BILAGA 1		83
BILAGA 2		87



## 1. Inledning och översikt

Oljeeldade hetvattencentraler är en vanlig form av uppvärmningssystem. Dessa hetvattencentraler förbrukar stora mängder olja. Det har blivit alltmer angeläget att spara olja allteftersom oljepriserna har stigit.

I detta projekt har de tekniska och ekonomiska möjligheterna undersökts för att införa dieseldrivna värmepumpar i denna typ av befintliga fjärrvärmesystem och därmed ungefärligen halvera oljeförbrukningen.

Två storlekar på system har undersökts, ett mindre med direkt distribution och ett större med primär- och sekundärsystem med undercentraler emellan. Den större anläggningen visas schematiskt i figur 1.1. I båda fallen används luft som värmekälla.

Mätningar har gjorts på en verklig hetvattencentral i Göteborg motsvarande den stora anläggningen i dessa beräkningar. Problemet med införandet av en värmepump var de höga temperaturnivåerna på primärsidan.

De höga kondenseringstemperaturerna som därmed krävdes skulle medföra låga värmefaktorer och var dessutom ur teknisk synpunkt mycket svåra att åstadkomma. Genom att förbättra värmeöverföringen i undercentralerna har man kunnat sänka temperaturen på hetvattnet och därmed kondenserings-temperaturen.

Vid dieseldrift utnyttjas värmen i avgaser och kylvatten från dieselmotorn genom värmeväxling med hetvattnet, vilket ytterligare sänker kravet på kondenseringstemperaturen. Dessa åtgärder bidrar båda till att göra förutsättningarna för värmepumpen realistiska.

Årsvärmefaktorn har beräknats vid olika värden på värmeväxlarkapaciteten i undercentralerna och för tre storlekar på hetvattenflödet. Resultaten visar att årsvärmefaktorn varierar mellan 1,59 och 1,78, vilket ungefär innebär en halvering av oljeförbrukningen.

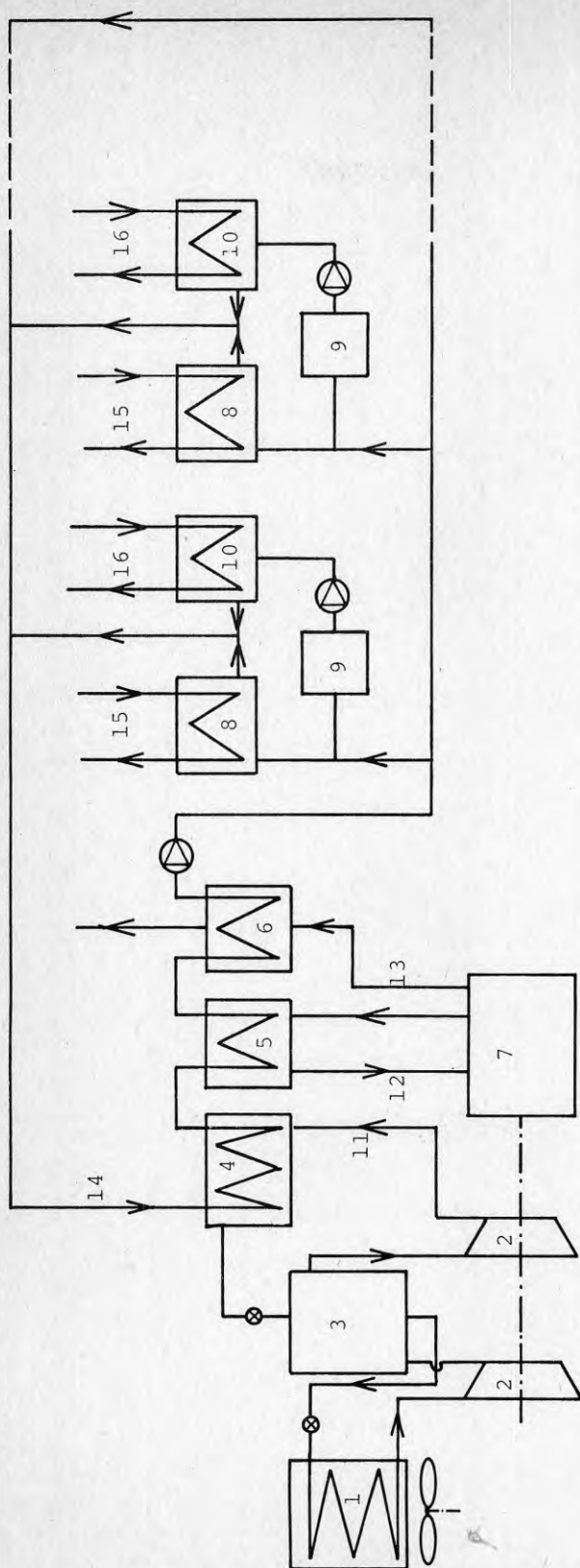
I de ekonomiska beräkningarna har införandet av en diesel-driven värmepump i den befintliga anläggningen jämförts med alternativet att anskaffa en ny oljepanna.

De ekonomiska beräkningarna har för den stora anläggningen utförts vid olika storlekar på värmeväxlarkapaciteten och med både tungt och lätt bränsle för dieselmotorn.

För båda storlekarna av system har beräkningarna utförts för två olika metoder för tillverkning av tappvarmvatten och med olika antaganden om energiprisutvecklingen.

Resultatet av de ekonomiska beräkningarna visar att det är mycket fördelaktigt att införa dieseldrivna värmepumpar i dessa storlekar av fjärrvärmesystem.





- |                                      |                                    |                   |
|--------------------------------------|------------------------------------|-------------------|
| 1 Förlångare                         | 7 Dieselmotor                      | 13 Avgaser        |
| 2 Kompressorer                       | 8 Abonntvärmeväxlare               | 14 Primärsystem   |
| 3 Genombubblingsmellankylare         | 9 Hetvattentank                    | 15 Sekundärsystem |
| 4 Kondensor                          | 10 Värmeväxlare för tappvarmvatten | 16 Tappvarmvatten |
| 5 Värmeväxlare för motorns kylvatten | 11 Freonslinga                     |                   |
| 6 Avgasvärmeväxlare                  | 12 Kylvatten                       |                   |

Figur 1.1 Principskiss över systemet



## 2. Distributionssystemet

Beräkningarna har utförts för två olika storlekar på fjärrvärmesystem, ett på 10 MW värmeeffekt vid DUT och ett på 1 MW värmeeffekt. Distributionssystemet för den stora anläggningen består av både primär- och sekundärsystem, den mindre anläggningen har ett direktsystem med shuntning.

För att få realistiska värden vid beräkningarna har mätningar gjorts på en oljeeldad hetvattencentral i Biskopsgården i Göteborg. Anläggningen är på 10 MW, den har 13 undercentraler och försörjer omkring 1900 lägenheter och ett tiotal lokaler med värme och varmvatten. Samtliga data för distributionssystemet, som har använts i beräkningarna, härrör från dessa mätningar. Sekundärsystemen befanns i medeltal vara 70/57-system vid DUT =  $-16^{\circ}\text{C}$ . Temperaturen på radiatorvattnet är en funktion av utomhustemperaturen och regleras automatiskt med klimatkompensatorer. Undercentraler och klimatkompensatorer beskrivs närmare i bilaga 1.

Eftersom det skulle bli mycket dyrt att bygga om sekundärsystemen, har här antagits att dessa förblir oförändrade vid införandet av värmepumpsdrift. Primärsystemet uppmättes till att vara ett 140/100-system. Förutsättningarna för detta system har varierats i beräkningarna enligt kapitel 6.

Temperaturnivån på det cirkulerande vattnet som funktion av utomhustemperaturen i den mindre anläggningen har antagits vara samma som motsvarande för sekundärsystemet i den större anläggningen.



### 3. Energibehovet

#### 3.1 Byggnadsuppvärmningen

Utomhustemperaturen och effektbehovets fördelning över ett normalår har beräknats för att klargöra värmepumpens förutsättningar som uppvärmningsalternativ.

Radiatorernas effektbehov kan beräknas ur ekvation (1)

$$\dot{Q}_{\text{rad}}(t) = C_b \cdot \dot{q}_b(t_b'' - t_b') \quad (1)$$

Värdena i ekvation (1) skall vara oförändrade, även om oljepannorna byts ut mot en värmepump. Flödets storlek på sekundärsidan är konstant under hela uppvärmningssäsongen. Det värde på flödets storlek som har använts är ett representativt värde av flera indirekt uppmätta på den befintliga anläggningen. In- och utgående radiatortemperaturer är funktioner av utomhustemperaturen, se figur 3.1. Dessa temperaturer beräknas ur en reglerkurva och en energibalans samt mätvärden. Radiatorernas effektbehov fås härmed som en funktion av utomhustemperaturen.

Genom att använda statistik över dygnsmedeltemperaturen kan man beräkna hur stor del av året som utomhustemperaturen är inom ett visst temperaturintervall för ett klimatområde, i detta fall Göteborgsområdet. Den bråkdel av året, som temperaturen är inom ett visst intervall, betecknas  $\frac{n_j}{N}$ . Denna bråkdel erhålls genom att summera antalet dygn, då medeltemperaturen är inom ett temperaturintervall, och dividera med hela periodens längd.

Radiatorernas effektbehov beräknas enligt ekvation (1) för varje temperaturintervall, och detta värde multipliceras därefter med  $\frac{n_j}{N}$ . Produkterna summeras för alla intervall. Summan är årsmedelvärdet av effektbehovet. Detta multiplicerat med uppvärmningssäsongens längd ger det årliga energibehovet för uppvärmning, se tabell 3.1.

Tabell 3.1 Årsmedelvärde av effektbehovet för uppvärmning per undercentral.

j	t-intervall	t <sub>j</sub>	$\frac{n_j}{N}$	t <sub>b</sub> "	t <sub>b</sub> '	Δt <sub>b</sub>	$\dot{Q}_{rad}$	$\frac{n_j}{N} \cdot \dot{Q}_{rad}$
	°C	°C		°C	°C	°C	kW	kW
1	16 -	18	0,1353	—	—	—	—	—
2	12 - 15,9	14	0,2127	37,0	34,0	3,0	165,09	35,12
3	8 - 11,9	10	0,1496	42,0	38,4	3,6	198,11	29,64
4	4 - 7,9	6	0,1687	47,2	42,0	5,2	286,16	48,27
5	0 - 3,9	2	0,1866	51,5	45,2	6,3	246,69	64,64
6	-4 - -0,1	-2	0,0930	55,8	48,0	7,8	429,23	39,92
7	-8 - -4,1	-6	0,0390	60,0	50,6	9,4	517,28	20,17
8	-12 - -8,1	-10	0,0111	64,0	53,2	10,8	594,32	6,60
9	-16 - -12,1	-14	0,0040	68,0	55,5	12,5	687,87	2,75

Σ 247,16



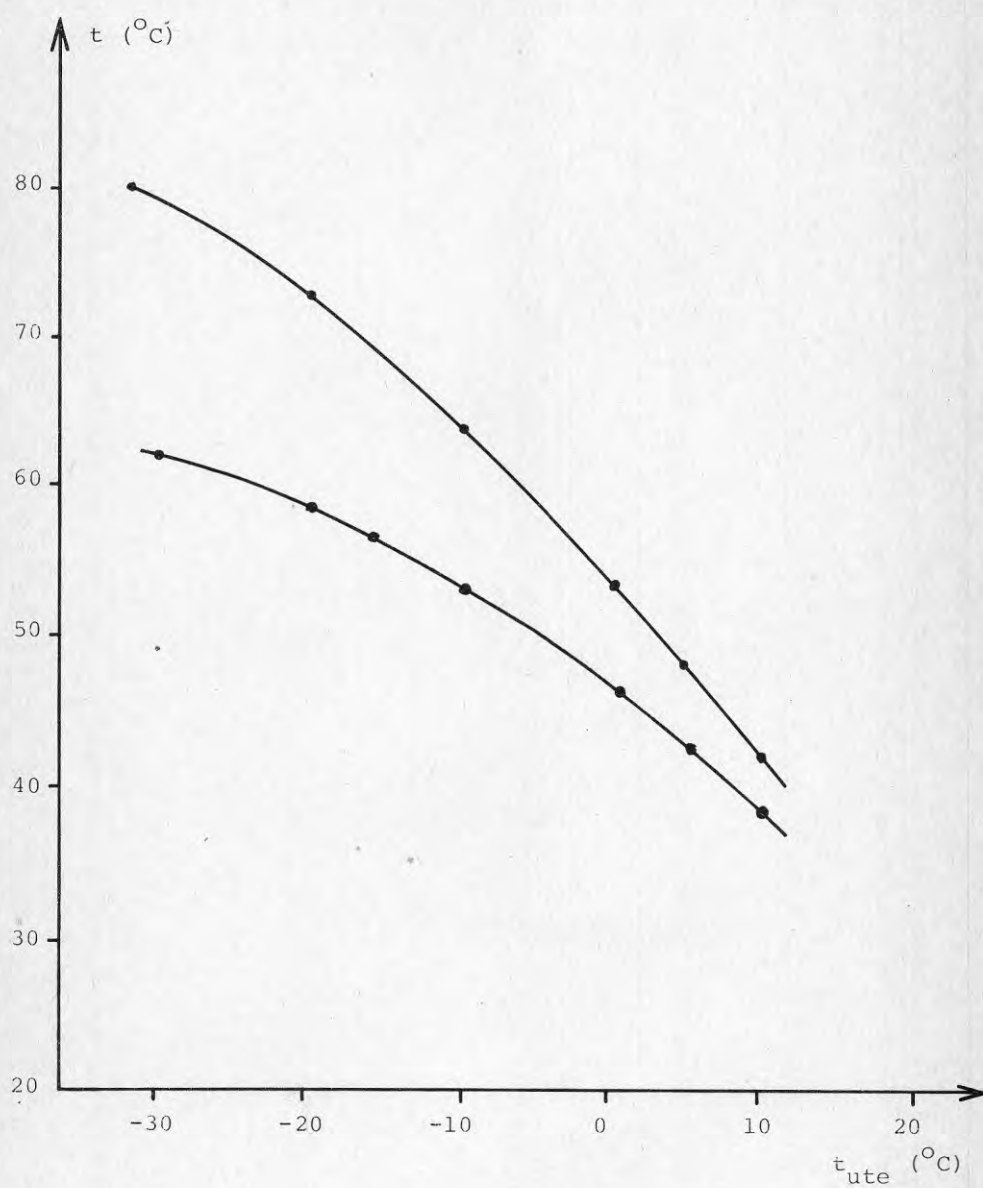


Fig 3.1 In- och utgående sekundärsystemtemperaturer vid varierande utomhustemperatur.

### 3.2 Tappvarmvatten

Förbrukningen av tappvarmvatten är oregelbundet fördelad över dygnet men kan antas vara oberoende av utomhustemperaturen. Energiförbrukningen för tappvarmvatten har här uppskattats till 24 % av årsmedelförbrukningen av energi för uppvärmning. Effektbehovet för tappvarmvatten är 0,8 MW.

#### 4. Värmepumpen

##### 4.1 Allmänt om värmepumpen

En värmepump fungerar i princip som ett kylskåp, där den kylande delen har placerats utomhus och den värmeavgivande kondensorn inomhus.

I förångaren, se figur 4.1, skall trycket  $p_2$  vara så lågt att köldmediets förångningstemperatur  $T_2$  är lägre än värmekällans temperatur, ut från förångaren.

När köldmediet har förångats, sugas gasen in i kompressorn, där den med tillförd energi  $\dot{E}$  komprimeras till trycket  $p_1$  och får en temperatur högre än  $T_1$ . I kondensorn avger köldmediet sedan värmemängden  $\dot{Q}_1$  och kondenserar vid temperaturen  $T_1$ . Till sist expanderar vätskan i strypventilen och går sedan tillbaka till förångaren, varefter processen upprepas.

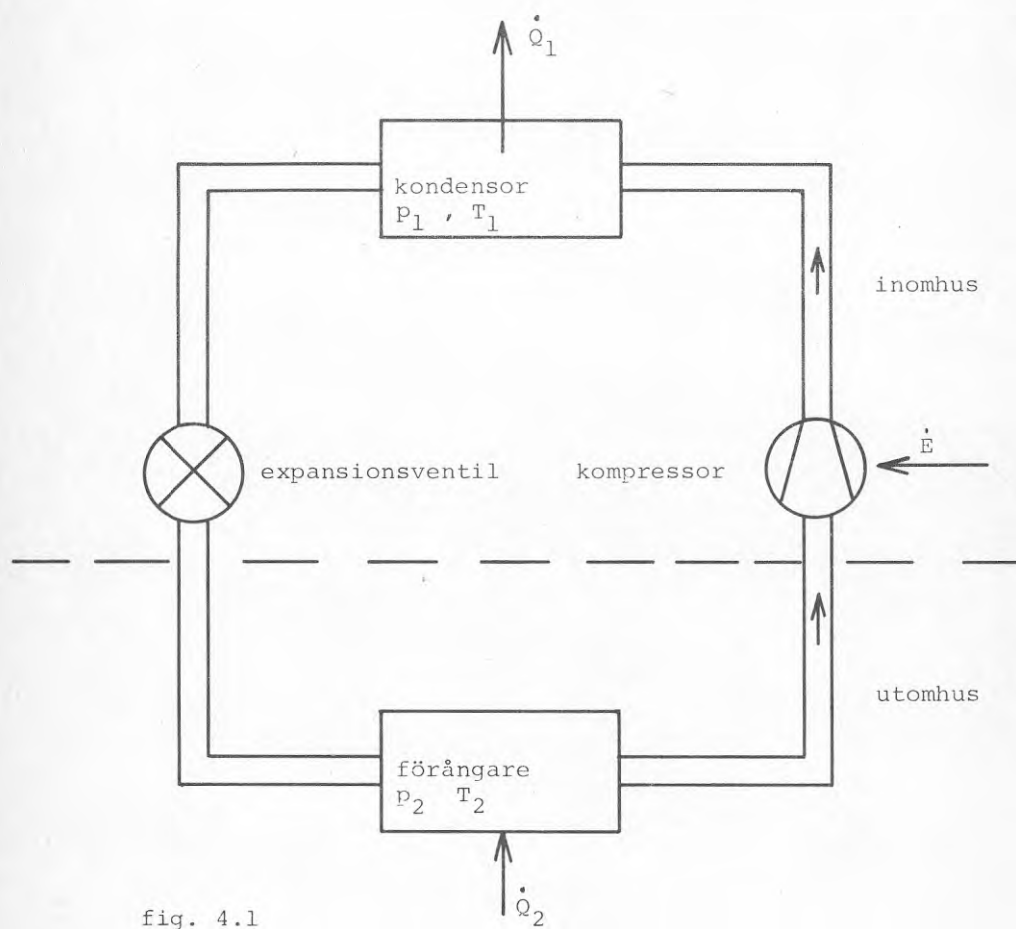


fig. 4.1

## 4.2 Definitioner av värmefaktorer

Carnotvärmefaktorn är värmefaktorn för den så kallade Carnot-processen och det maximala teoretiska värdet på värmefaktorn. Den definieras som

$$\phi_c = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

Värmefaktorn för en verklig process är bara ungefär hälften så stor som Carnot-verkningsgraden. Den definieras som

$$\phi = \frac{\dot{Q}_1}{E} \quad \text{Se figur 4.1.}$$

Totala värmefaktorn inkluderar dieselmotorns totala verkningsgrad och den andel av bränslets energiinnehåll, som kan tas tillvara från avgaser och kylvatten. Med totala verkningsgraden menas förhållandet mellan axeleffekten och tillförd effekt i form av bränsle.

$$\phi_{\text{tot}} = \eta \cdot \phi + \dot{Q}_{\text{ak}}$$

Årsvärmefaktorn är definierad som årliga värmebehovet från värmepumpen och tillsatsspannan dividerat med årliga bränslebehovet i form av diesel och olja. Energin till pumpar och fläktar är inte inkluderad i värmefaktorn men finns medtagen i de ekonomiska beräkningarna i kapitel 7.

### 4.3 Allmänt om värmefaktorn

Värmefaktorns storlek påverkas av förångningstemperaturen, kondenseringstemperaturen, värmepumpens verkningsgrad och valet av köldmedium.

Värmefaktorn sjunker med lägre förångningstemperatur (se figur 4.2). Förångningstemperaturen är direkt beroende på temperaturdifferensen i förångaren och värmekällans temperatur, i detta fall utomhusluften. Utomhusluft är en lätt-tillgänglig värmekälla, som inte kräver stora investeringar. Nackdelarna med luft som värmekälla är att dess temperatur är lägst samtidigt som effektbehovet från värmepumpen är störst.

Dessutom krävs avfrostning av luftbatterierna vid låga temperaturer, se [2].

Högre kondenseringstemperatur sänker värmefaktorn. Temperaturnivån på värmen från värmepumpen är av stor ekonomisk betydelse. Bortsett från den ekonomiska synvinkeln är det praktiskt taget omöjligt att åstadkomma så höga temperaturnivåer på hetvattnet med en värmepump, som idag tillverkas i den befintliga oljepannan. Det skulle kräva orealistiskt höga kondenseringstemperaturer, över 120 °C.

Så höga kondenseringstemperaturer, stora temperaturdifferenser och därmed höga tryckdifferenser skulle göra en kaskadkoppling nödvändig. Men en kaskadkoppling, som innebär stora nackdelar, är inte lämplig (se nedan).

För att en värmepump skall bli ett ekonomiskt och realistiskt alternativ, måste alltså kravet på kondenseringstemperaturen sänkas.

Temperaturen på sekundärsidan antas oförändrad, men värmeöverföringen mellan primära och sekundära sidan kan göras



effektivare. Genom effektivare värmeöverföring i undercentralerna kan temperaturen på hetvattnet och därmed kondenseringsstemperaturen sänkas. Hur värmeväxlarkapaciteten och totala flödet på primärsidan inverkar på kondenserings-temperaturen och värmefaktorn, studeras närmare i kapitel 6.

Hela värmepumpens konstruktion, såväl de enskilda komponenterna som kopplingen mellan dem, har betydelse för värmepumpens verkningsgrad och därmed värmefaktorns storlek.

En typ av koppling är kaskadkoppling, se figur 4.3, som innebär att processen delas upp i två separata steg, ett lågtemperatursteg och ett högtemperatursteg. En sådan koppling medför ökade anläggningskostnader, och på grund av en extra temperaturdifferens i systemet blir värmefaktorn lägre.

Den enklaste typen av koppling i en värmepump är enstegskoppling (se figur 4.4). Högre värmefaktorer får man med tvåstegskoppling (se figur 4.5). Fördelen med denna koppling är att den ånga, som bildas vid första strypningen, sugas bort redan vid mellantrycket  $p_m$  och därför kan komprimeras till  $p_1$  med mindre kompressoreffekt. Tvåstegskoppling får inte förväxlas med kaskadkoppling, som innebär två separata processer. En mer avancerad variant av tvåstegskoppling visas i figur 4.6. Här sker även kompressionen i två steg, så att ingen av kompressorerna arbetar med fulla tryckförhållanden. Den sistnämnda tvåstegskopplingen med genom-bubblingsmellankylare ger den högsta verkningsgraden [1].

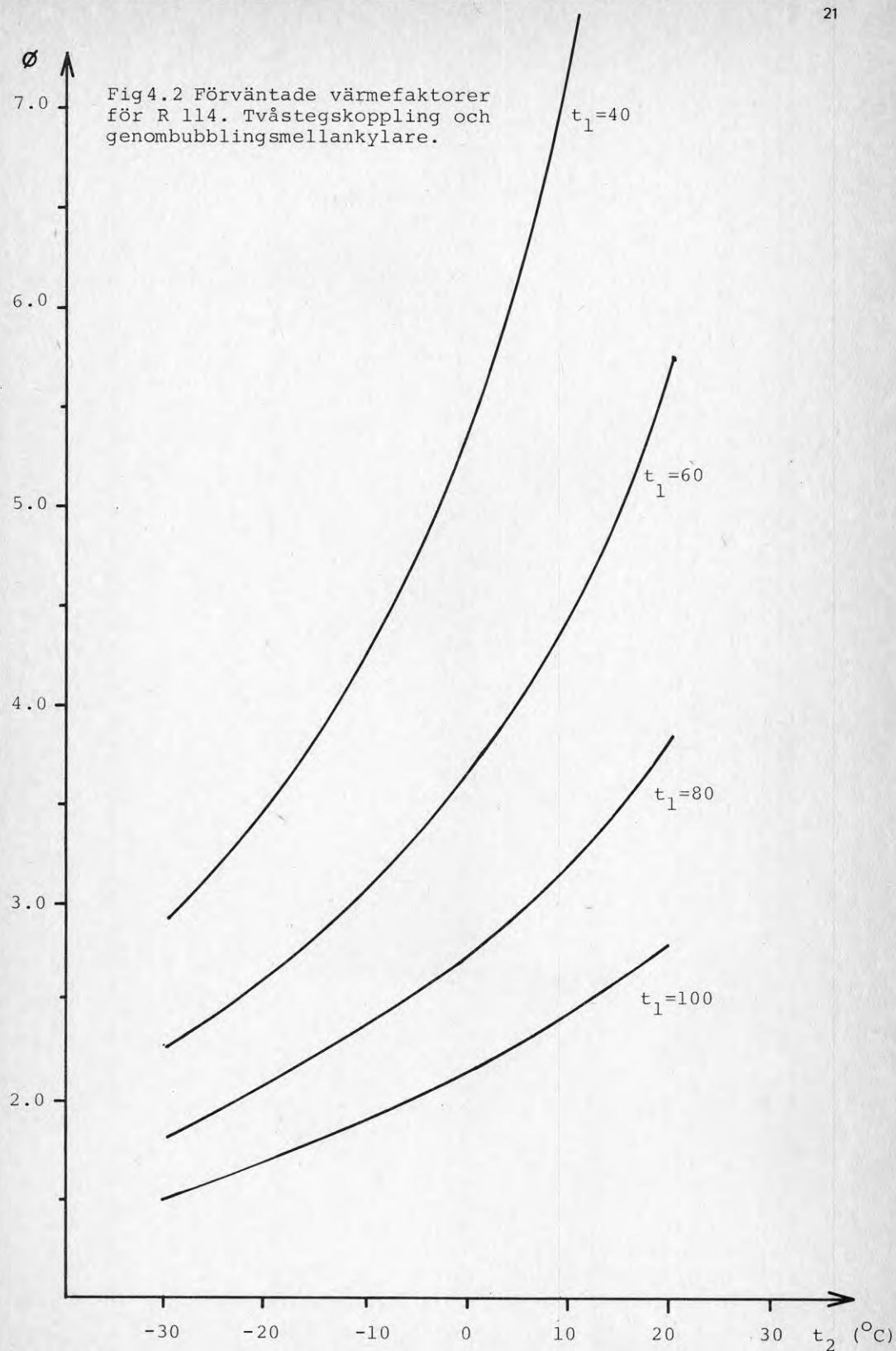
Teoretiska beräknade värmefaktorer från samma källa [1] för båda kopplingstyperna visar att totala värmefaktorn i genomsnitt förbättras med 18 % vid tvåstegskoppling med genom-bubblingsmellankylare jämfört med enstegskoppling.

Flera egenskaper hos ett köldmedium påverkar storleken på värmefaktorn. Tryckförhållandets storlek, som är en viktig egenskap, varierar för olika köldmedier. Kompressorns verk-

ningsgrad är en funktion av tryckförhållandet, och verk-  
ningsgraden minskar med ökat tryckförhållande. Olika köld-  
medier ger också olika specifika volymsflöden för en viss  
kondensoreffekt och har därmed olika slagvolymbehov i kom-  
pressorn.

Bortsett från köldmediets inverkan på värmefaktorns storlek  
finns det en rad krav på köldmediet, som måste vara upp-  
fyllda för att det skall kunna användas i detta sammanhang.  
Mättnadstrycket skall ha lämpliga värden inom det aktuella  
temperaturintervallet. Trycket bör vara högre än atmosfär-  
trycket för att förhindra läckage in i anläggningen, men  
det bör inte heller vara extremt högt. Kravet på stabilitet  
vid höga temperaturer är det som oftast begränsar valet av  
köldmedium.

Få köldmedier är stabila vid höga temperaturer. Stabiliteten  
minskar dessutom i närvaro av oljor. Köldmedievalet för dessa  
beräkningar, se avsnitt 4.5.



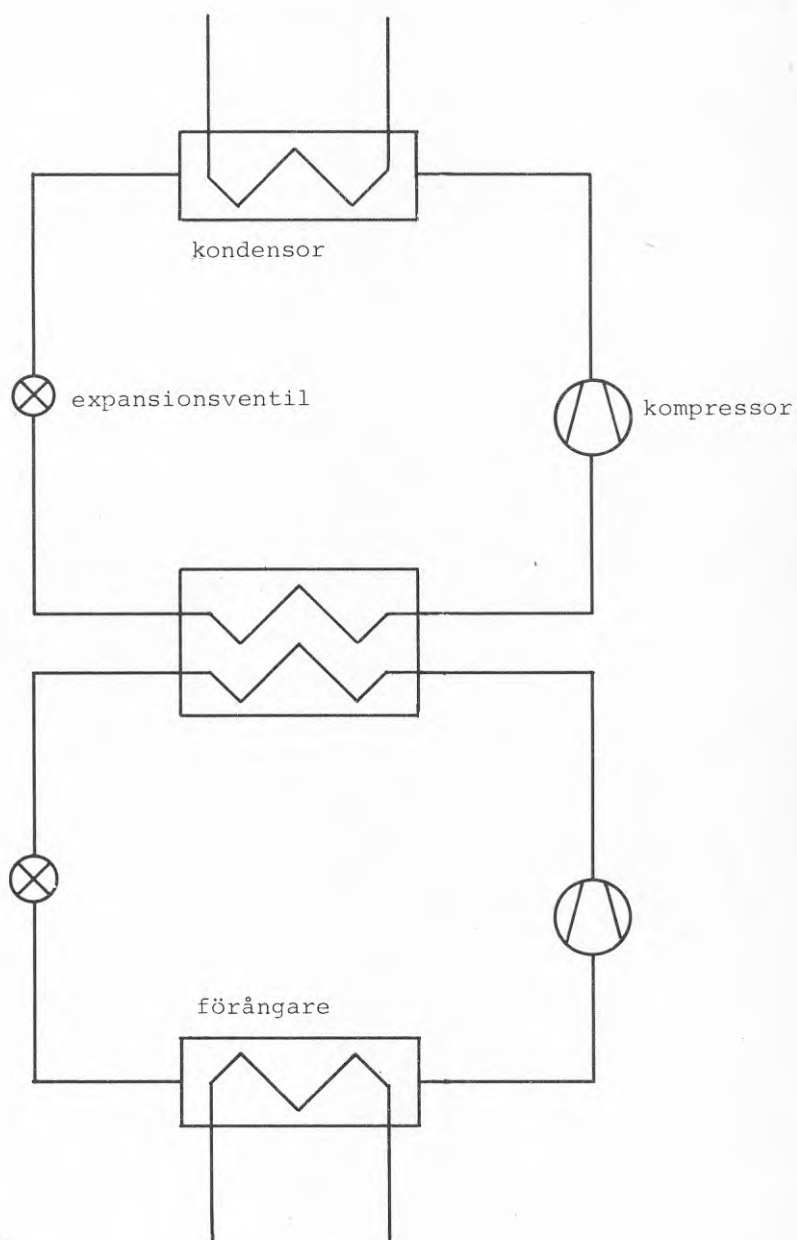
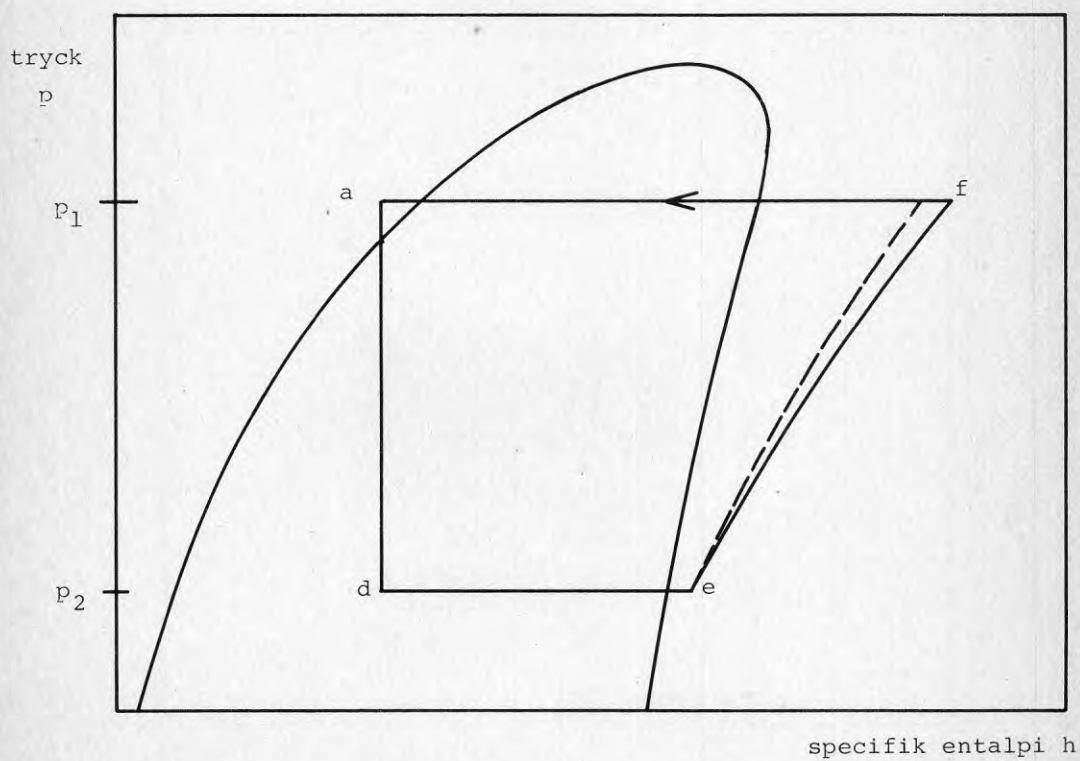
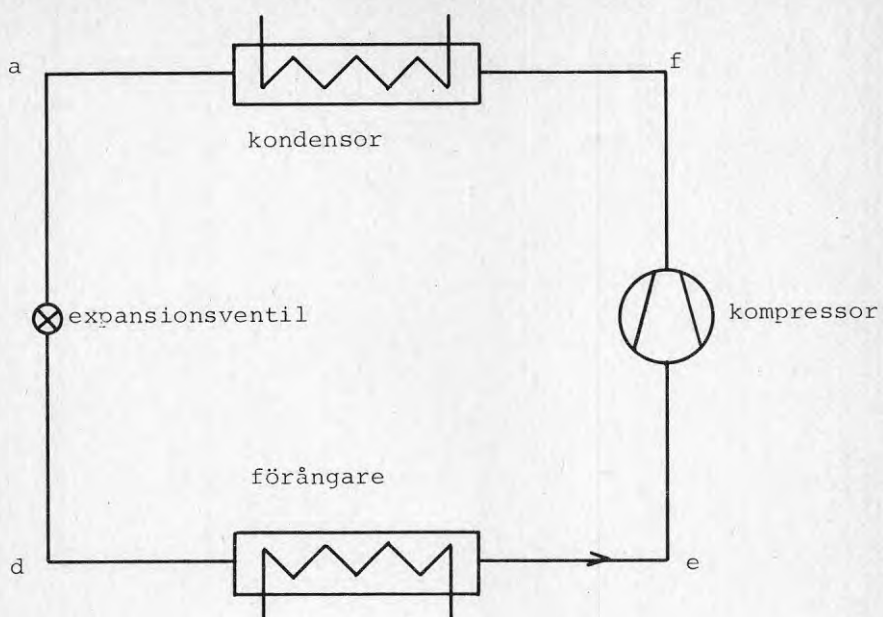
Kaskadkoppling

fig. 4.3

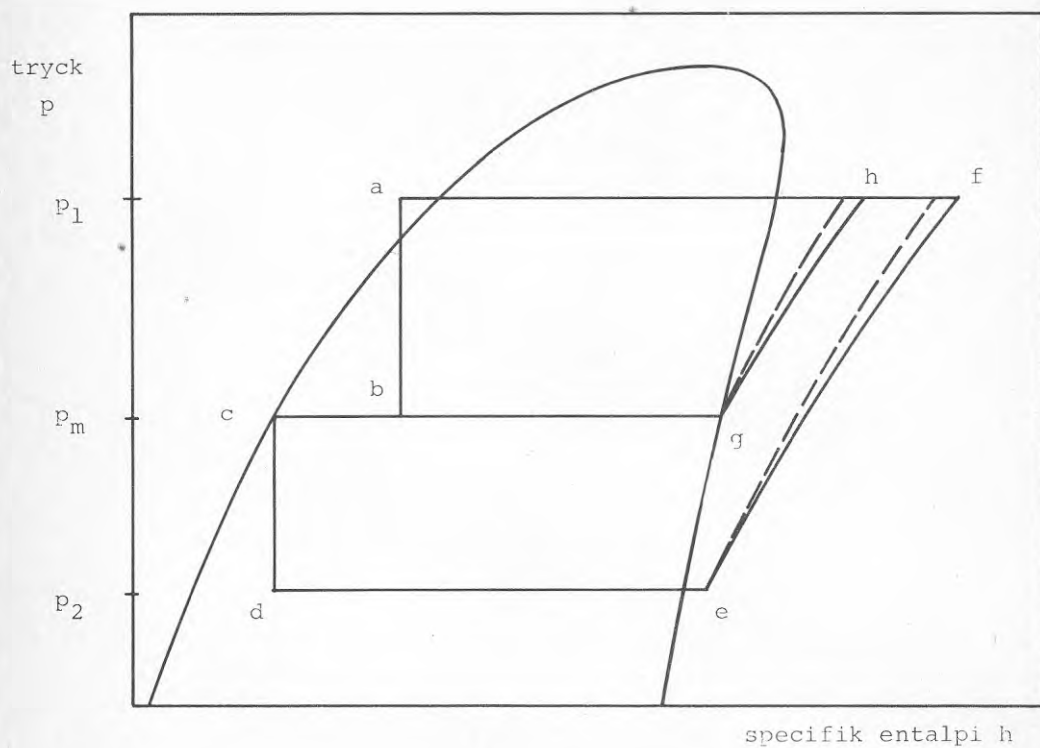
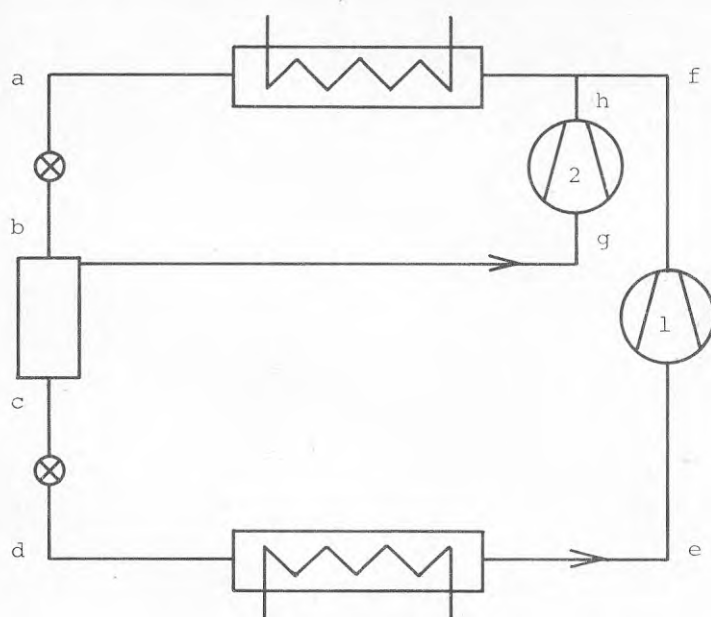
Enstegskoppling

fig. 4.4



Tvåstegskoppling med economizer

fig. 4.5





Tvåstegskoppling med genombubblingsmellankylare

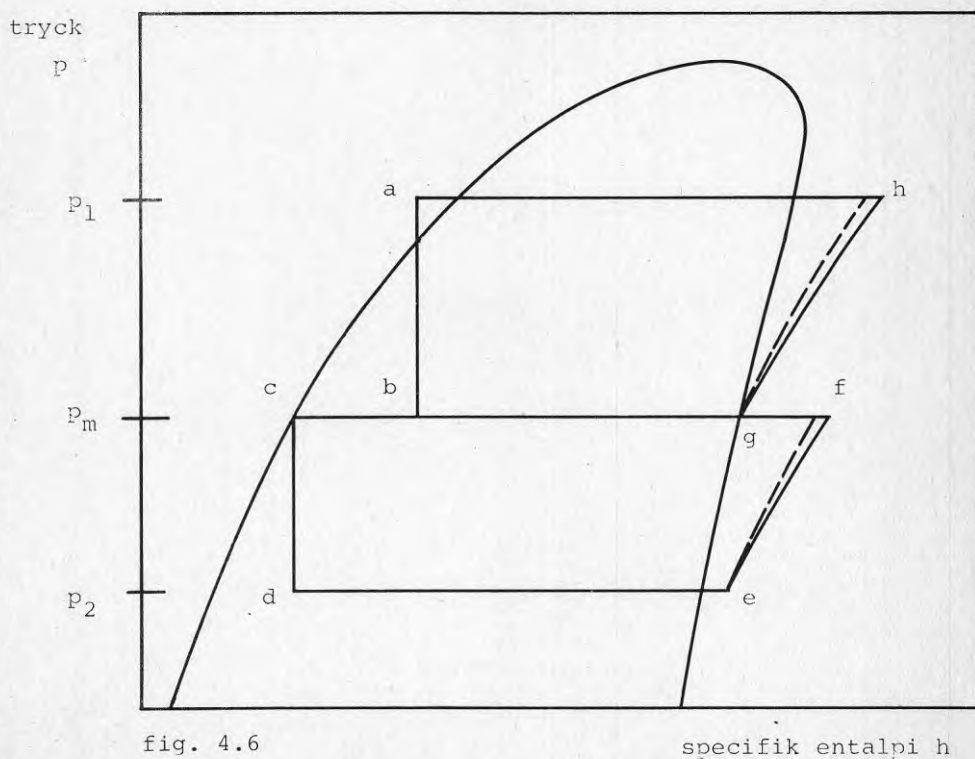
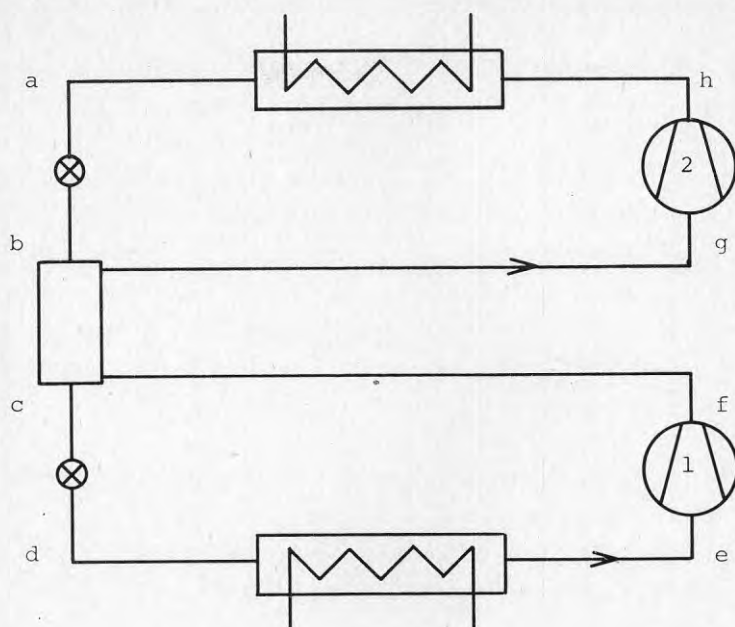


fig. 4.6

specifik entalpi  $h$

#### 4.4 Dieseldrivna kontra eldrivna värmepumpar

Genom tradition från kyltekniken har elektricitet hittills varit den vanligaste energiformen för värmepumpar. Eldrivna värmepumpar fordrar störst eleffekt vintertid under de kallaste dygnen, då elnätet redan förut är hårt belastat. En storskalig satsning på eldrivna värmepumpar kan bli ett problem och kräva en utbyggnad av distributionsnätet. Hur mycket belastningen påverkas beror naturligtvis också på hur värmepumparna dimensioneras. Om värmepumparna kompletteras med tillsatsvärme de kallaste perioderna och bara dimensioneras för t ex 70 % av maximala uppvärmningsbehovet, blir inte belastningen så ojämn.

Vid dieseldrift är belastningens fördelning över året inget problem. En fördel med dieseldrift för värmepumpar är att värme ur avgaser och kylvatten kan utnyttjas för att möjliggöra en sänkning av kondenseringstemperaturen (se kapitel 6).

Nackdelen med dieseldrift jämfört med eldrift är problemen med luftföroreningar och buller. Utsläppen av kväveoxider, kolmonoxid och kolväten blir större än vid vanlig oljeeldning. Svavel- och koldioxidutsläppen minskar däremot, eftersom värmepumpen i stort sett halverar bränsleförbrukningen. Stora dieselmotorer med låga varvtal förbränner bränslet mer fullständigt jämfört med små och snabba motorer. Ökad förbränning resulterar i mindre föroreningar i avgaserna. Dessutom finns det idag känd teknik, som skulle kunna reducera föroreningarna i avgaserna, t ex luftöverskott, avgascirkulation och katalytisk efterförbränning.

Den speciella svenska energisituationen med stor andel vattenkraft och avsaknad av naturgas samt ovannämnda miljöproblem talar för att det mest intressanta användningsområdet är små och medelstora fjärrvärmeanläggningar.

#### 4.5 Värmepumpen i detta projekt

Värmepumparna till båda storlekarna på hetvattencentralerna skall förutom storleken vara likadana.

Värmepumparna i beräkningarna är dimensionerade för att klara 65 % av maximala värmebehovet. Detta motsvarar uppvärmningsbehovet ner till utetemperaturen  $-4^{\circ}\text{C}$ . Tillsatsvärme produceras i en vanlig oljepanna. Vid utetemperaturer under  $-12^{\circ}\text{C}$  stängs värmepumpen av, och uppvärmningen sker helt med oljepanna. Utomhusluften används som värmekälla, och när utetemperaturen är under  $5^{\circ}\text{C}$ , slås anläggningen automatiskt över till avfrostningsdrift med jämna mellanrum, se [2].

Temperaturdifferensernas storlek i kondensor och förångare har antagits vara konstanta. Med temperaturdifferens i kondensorn avses differensen mellan temperaturen på hetvattnet före överhettningensvärmen och freonets kondenserings-temperatur, se figur 4.7. I förångaren är det differensen mellan temperaturen på ingående utomhusluft och freonets förångningstemperatur. De antagna storlekarna är  $2^{\circ}\text{C}$  i kondensorn respektive  $12^{\circ}\text{C}$  i förångaren. Värdena är inte framtagna ur beräkningar utan ansatta som rimliga. I kapitel 6.3 behandlas årsvärmefaktorns känslighet för variationer i dessa temperaturdifferenser.

Värmepumpen antas vara tvåstegskopplad med genombubblingsmellankylare. Värmefaktorerna, som används i beräkningar, är teoretiskt beräknade [1] och förutsätter den ovannämnda tvåstegskopplingen och köldmediet R114. Detta köldmedium uppfyller alla primära krav och anses stabilt upp till  $120^{\circ}\text{C}$ .

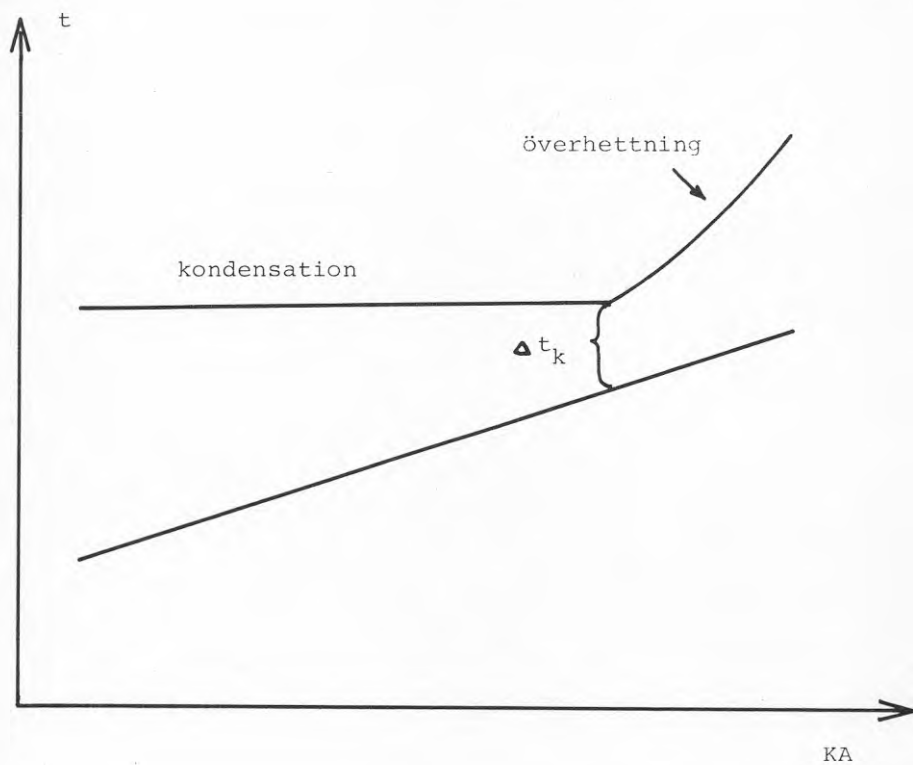


fig. 4.7 Temperaturprofiler i kondensorn.

## 5. Dieselmotorn

En fördel med dieseldrivna värmepumpar är att värmen i avgaser och kylvatten från dieselmotorn kan utnyttjas för att värma det översta temperaturskiktet på hetvattnet.

Av den till dieselmotorn tillförda bränsleeffekten blir ca 40 % axeleffekt, 11 % friktionsförlust, 22 % värme i kylvatten och 27 % avgasvärme. Totalt blir alltså 60 % värme av den tillförda energin. Två tredjedelar av detta kan utnyttjas, därmed utgör de rena förlusterna bara 20 %.

Hetvattnet värmväxlas efter värmepumpen först med motorns kylvatten, därefter med avgaserna som har högre temperatur, se figur 1.1. Hur mycket den tillvaratagna värmen sänker kondenseringstemperaturen visas i tabell 7.2-3.

Dieselolja är i dagens läge drygt 25 % dyrare än tung eldningsolja typ E4. Detta medför att det kan vara ekonomiskt fördelaktigt att driva en dieselmotor med tyngre olja.

Det krävs extra utrustning för drift med tjockolja. Tjockoljan har för hög viskositet och måste förvärmas, dessutom innehåller den icke önskvärda beståndsdelar, som måste separeras ifrån. Dieselmotorn startas med dieselolja, vilket också medför extra utrustning. Förutom dieselmotorns standardutrustning behövs tjockoljefilter, förvärmare, centrifug, extra dagtank, viskosimeter och en extra pump m m.

Vid konvertering måste dessutom det utbromsade medeltrycket begränsas, varvid effekten per cylinder sjunker ca 13 %. För konstant axeleffekt efter konverteringen behövs det alltså fler cylindrar. Den totala verkningsgraden påverkas inte.

Det ökade antalet cylindrar och den tillkommande utrust-

ningen medför totalt en ökad kostnad på omkring 25 %.

Motorer större än 1000 kW axeleffekt kan konverteras till drift på tjockolja. Det är alltså endast dieselmotorn i den stora anläggningen som är aktuell för konvertering till drift med tjockolja.



## 6. Studerade variationer i de tekniska förutsättningarna

### 6.1 Storleken på värmeväxlarkapacitet och hetvattenflöde

För att kunna göra förutsättningarna realistiska för en värmepump har vi undersökt hur värmeöverföringen kan förbättras i det befintliga distributionssystemet. Förbättrad värmeöverföring leder enligt tidigare resonemang till att kraven på kondenseringstemperaturen kan sänkas.

Värmeöverföringen kan förbättras utan stora ingrepp genom ökning av värmeväxlarkapaciteten och ökning av totala hetvattenflödet. Den värmeväxlare som här avses är den för tillverkning av radiatorvatten. En ökning av värmeväxlarens kapacitet betyder teoretiskt en ökning av KA-värdet. Detta kan åstadkommas genom komplettering av de befintliga eller installering av nya. I anläggningen på Hisingen har de befintliga värmeväxlarna mycket låg värmegenomgångskapacitet, och vi har därför valt att införa helt nya värmeväxlare i beräkningarna. De nya är plattvärmeväxlare. Beräkningarna har utförts vid två olika storlekar på dessa samt med de befintliga värmeväxlarna.

En ökning av värmeväxlarkapaciteten medför:

1. Effektivare värmeöverföring, vilket sänker kravet på kondenseringstemperaturen och medför större värmefaktor. Detta leder till lägre bränslekostnader. Större värmefaktor med oförändrad kondensoreffekt innebär också att storleken på flera av komponenterna i värmepumpen kan minskas. Den större värmefaktorn visar direkt det mindre behovet av kompressoreffekt och därmed mindre kompressor och en mindre dieselmotor.
2. Investeringskostnader för värmeväxlare.

3. Större tryckfall både på primära och sekundära sidan i värmeväxlaren. Detta medför högre kostnader genom att det krävs mer energi till pumparna och investering i större pumpar.

En ökning av hetvattenflödet medför förutom ökningen av värmegenomgångstalet:

1. Lägre temperaturer och planare temperaturprofil på primärsidan i värmeväxlaren, se figur 6.1. Detta medför högre värmefaktor. Den större värmefaktorn får samma konsekvenser som ovan.
2. Större tryckfall på hela primärsidan både i ledningar och värmeväxlare. Detta medför större kostnader för pumpar och pumpenergi.

Eftersom storleken på hetvattenflödet och värmeväxlarkapaciteten har inverkan på årsvärmefaktorn, har denna beräknats för ett antal kombinationer av storlekarna på dessa (se tabell 7.1).

Med förbättrad värmeöverföring blir högsta kondenserings-temperaturen  $75^{\circ}\text{C}$ .

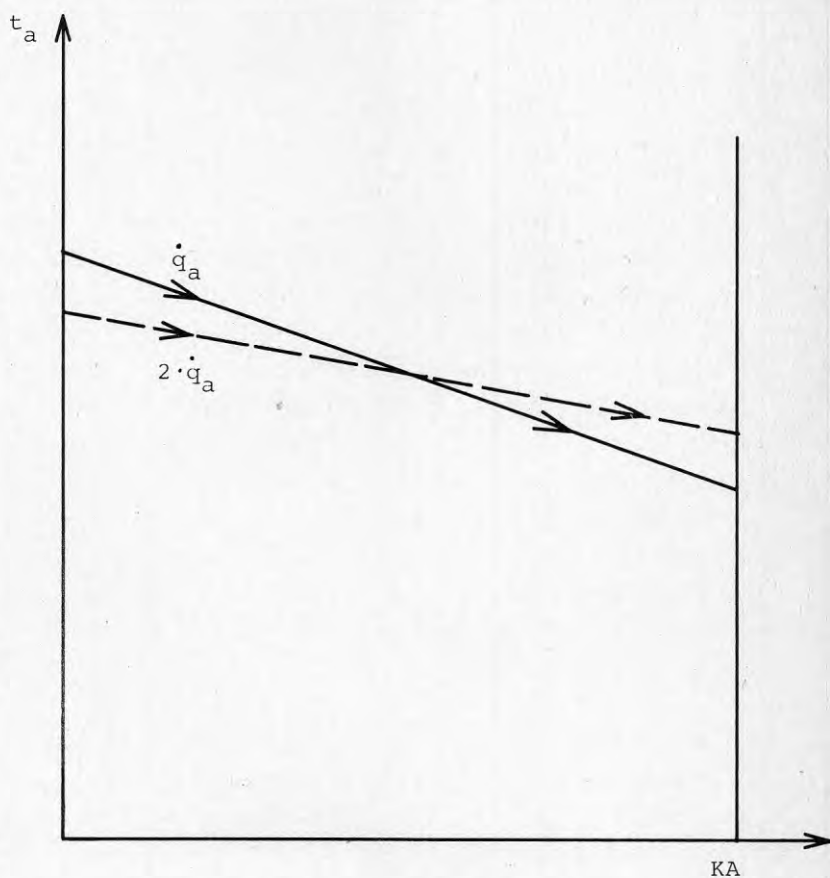


fig. 6.1

Temperaturprofiler i värmeväxlaren för radiatorvatten vid två storlekar på hetvattenflödet.

## 6.2 Metoder för tillverkning av tappvarmvatten

När nödvändig temperaturnivå på hetvattnet har sänkts enligt föregående avsnitt, blir tillverkningen av tappvarmvatten en begränsning för värmepumpen under den varma årstiden. Energibehovet för tappvarmvattnet är inte stort, men kravet på temperaturnivån sjunker inte när utomhustemperaturen ökar, vilket är fallet för vattnet till radiatorerna.

Värmeväxlarna för tappvarmvatten i den befintliga anläggningen är relativt nya plattvärmeväxlare. För att få rimliga värden vid värmepumpsdrift har kravet på tappvarmvattnets temperatur sänkts från 55 °C till 45 °C. Dessutom har hetvattenflödet genom värmeväxlaren fördubblats. Dessa åtgärder medför att 62 °C eller högre temperatur på hetvattnet är tillräckligt. Energianvändningen för tappvarmvattnet är oförändrad i jämförelse med den befintliga anläggningen. Effektkapaciteten har däremot minskat, för oförändrad kapacitet skulle värmeväxlararean utökats med 60 %.

Årsvärmefaktorn har beräknats vid två olika sätt att lösa problemet med tappvarmvattnet.

Den första metoden innebär att kondenseringstemperaturen inte tillåts att sjunka lägre än att temperaturen på hetvattnet blir 62 °C eller högre.

I den andra alternativa metoden tillåts temperaturen på hetvattnet att sjunka med temperaturen på radiatorvattnet utan hänsyn till tappvarmvattnet. När tappvarmvattnet inte blir tillräckligt varmt, värms det översta temperaturskiktet med elektrisk energi. Toppvärmning av tappvarmvattnet kommer endast att behövas, då temperaturerna på radiatorvattnet är låga. Detta inträffar under vår och höst, då belastningen på elnätet är låg. Denna elenergi bör därför kunna fås till förmånlig taxa. Årsvärmefaktorn blir högre med denna alternativa metod, men kostnaden för elenergin tillkommer.

### 6.3 Årsvärmefaktorns känslighet för temperaturdifferensens storlek i kondensor och förångare

Temperaturdifferenserna i kondensor och förångare är inte konstanta som approximativt antagits i beräkningarna (se kapitel 4.5). De är beroende av freonflödets storlek och minskar, då detta ökar. Differensens storlek är också beroende av temperaturnivån. Högre temperaturnivå medför mindre differenser.

Årsvärmefaktorns känslighet för temperaturdifferensernas storlek har undersökts genom att beräkna denna för ett antal kombinationer av differenser (se tabell nedan).

$\Delta t_k$	2	2	2	5	5	5
$\Delta t_f$	10	12	14	10	12	14

Årsvärmefaktorn för dessa kombinationer har beräknats för system 1 och för båda metoderna för tillverkning av tappvarmvatten enligt beräkningsgången i kapitel 7.

Resultatet finns i figur 6.2.

Den procentuella sänkningen är i genomsnitt 1,2 per grad ökning av temperaturdifferensen i förångaren. Motsvarande siffra för kondensorn är 1,0.

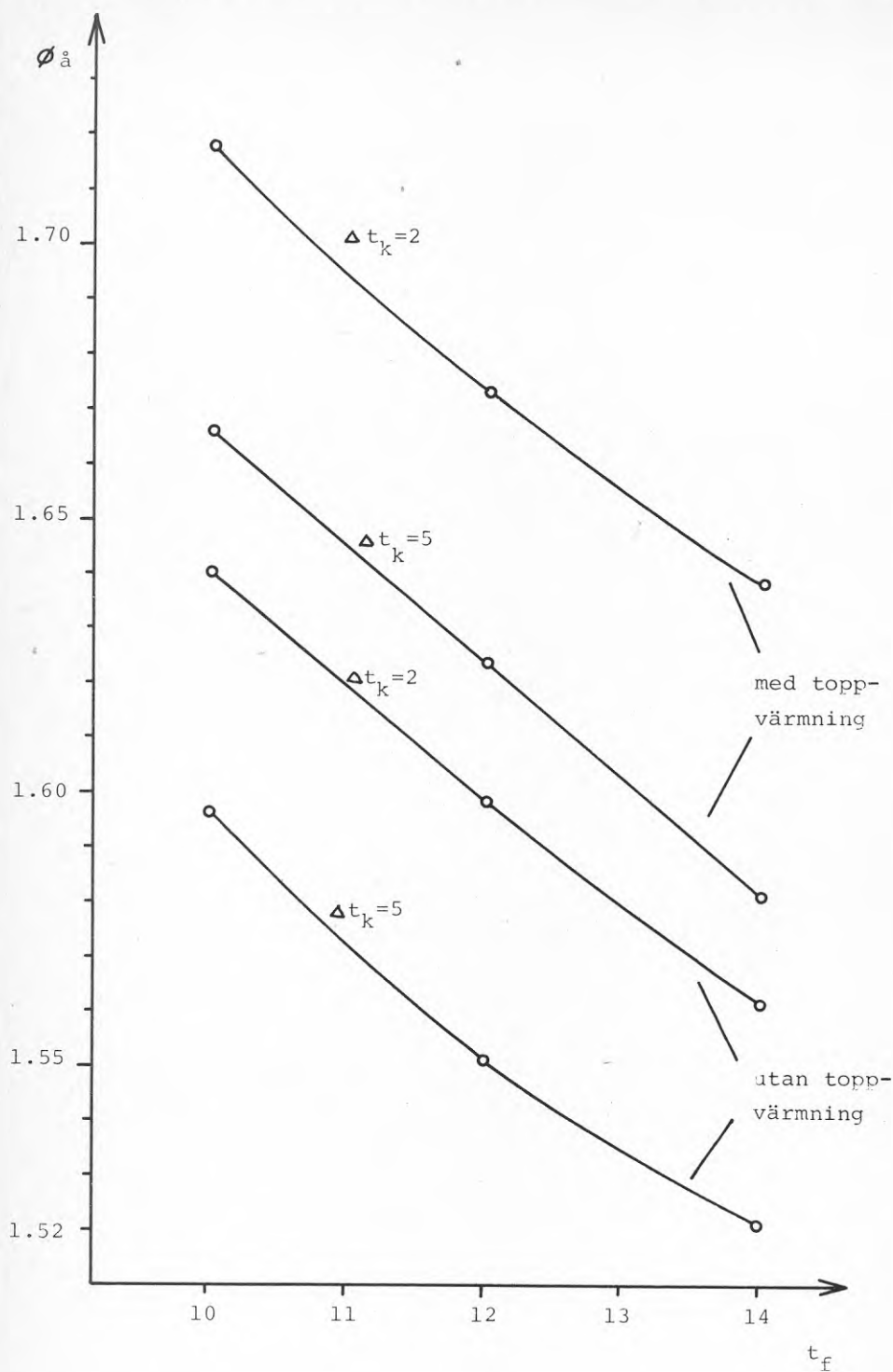


fig. 6.2



## 7. Tekniska beräkningar

### 7.1 Beräkningar

Årsvärmefaktorn har beräknats för de i tabell 7.1 angivna kombinationerna av flödesstorlek och värmeväxlaryta. Här används värmeväxlaryta som parameter i stället för värmegenomgångskapacitet av praktiska skäl. Värmegenomgångskapaciteten varierar med temperaturnivån under säsongen för varje system. För system 7 avses gamla tubpannevärmeväxlare, vars värmegenomgångskapacitet är ungefär en tiondel av de övrigas. Årsvärmefaktorn har beräknats med båda metoderna för tillverkning av tappvarmvatten med undantag av system 7, vars temperaturnivåer är tillräckligt höga under hela året.

Systemen i tabell 7.1 avser den stora hetvattencentralen. För den mindre hetvattencentralen har beräkningarna endast utförts för ett 57/70-system. Även i detta fall har alternativet med toppvärmning med el av tappvarmvattnet undersökts.

Tabell 7.1

Systemnr.	A	$\dot{q}$
	m <sup>2</sup>	kg/s
1	159	4,24
2	159	6,36
3	159	8,48
4	317	4,24
5	317	6,36
6	317	8,48
7	319*	4,24

\* Befintliga värmeväxlare med låga värmegenomgångstal.



Varje temperaturintervalls varaktighet och effektbehov vid dess medeltemperatur har beräknats enligt metod i kapitel 3. För beräkning av värmefaktorn i intervallet fordras kännedom om nödvändig kondenserings- och förångningstemperatur.

Hetvattentemperaturen måste framräknas genom iteration ur villkoret för nödvändig radiatortemperatur och gjorda antaganden om hetvattenflöde och värmeväxlare i undercentralerna samt med hänsyn tagen till att vattnet förutom av kondenseringsvärmets värms av freonets överhettningssvärme och dieselmotorns kylvatten och avgaser.

#### Beräkningsgång för årsvärmefaktorn

Temperatursänkningen på primärsidan beräknas ur energibalansen över värmeväxlaren.

$$\dot{q}_b \cdot C_b \cdot \Delta t_b = \dot{q}_a \cdot C_a \cdot \Delta t_a \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \Delta t_{\log} \cdot KA \quad (2)$$

För att kunna beräkna logaritmiska medeltemperaturskillnaden måste först värmegenomgångskapaciteten beräknas. Värmeväxlarens area är känd enligt förutsättningarna. Värmegenomgångstalet beräknas teoretiskt ur medeltemperaturer och flödesstorlekar på båda sidorna, se bilaga 2. Medeltemperaturen på primärsidan uppskattas vid första beräkningen. När den logaritmiska medeltemperaturskillnaden är känd, kan den erforderliga temperaturen på hetvattnet beräknas ur kända samband enligt

$$\Delta t_{\log} = \frac{(T_a' - T_b'') - (T_a'' - T_b')}{\ln \frac{T_a' - T_b''}{T_a'' - T_b'}} \quad (3)$$

$$\begin{aligned}
 (T_a' - T_b'') - (T_a'' - T_b') &= (T_a' - T_a'') - (T_b'' - T_b') = \\
 &= \Delta t_a - \Delta t_b
 \end{aligned}
 \quad (4)$$

(4) insatt i (3) samt omskrivning och invertering ger

$$\frac{T_a' - T_b''}{T_a'' - T_b'} = e^{\frac{\Delta t_a - \Delta t_b}{\Delta t_{\log}}}
 \quad (5)$$

$$T_a'' + \Delta t_a = T_a'
 \quad (6)$$

(6) insatt i (5) ger

$$T_a' = \Delta t_a + \frac{T_b'' - \Delta t_b - T_b' \cdot e^{\frac{(\Delta t_a - \Delta t_b)}{\Delta t_{\log}}}}{1 - e^{\frac{(\Delta t_a - \Delta t_b)}{\Delta t_{\log}}}}
 \quad (7)$$

Med ekvationerna ovan kan både in- och utgående hetvatten-temperaturer beräknas. Om medelvärde av dessa avviker mer än 5 °C från det värde, som ansattes vid beräkning av värmegenomgångstalet, ansätts det nya värdet och beräkningarna upprepas från ekv (2).

Härefter beräknas temperaturen på hetvattnet före värmeväxling med avgaser och kylvatten. Andelen av temperaturhöjningen från avgaser och kylvatten är  $1/(1 + \phi)$ .

$$t_{a1} = t_a'' + \Delta t_a \left(1 - \frac{1}{1 + \phi}\right)
 \quad (8)$$

Vid första beräkningen används ett approximativt värde på värmefaktorn.

En fjärdedel av den överförda värmemängden i kondensorn antas vara överhettningssvärme.

Hetvattnets temperatur före överhettningssvärmets fås ur sambandet nedan.

$$t_{a2} = t_{a1} - 0,25 \cdot (t_{a1} - t_a'') \quad (9)$$

Genom att addera temperaturdifferensen i kondensorn till denna temperatur fås slutligen kondenseringstemperaturen. Med känd kondenseringstemperatur och förångningstemperatur fås värmefaktorn ur figur 4.2. Beräkningarna upprepas tills det approximativa värdet, som använts i ekvation (8) och (9), stämmer med slutvärdet.

$$\phi_{\text{tot}} = \eta \cdot \phi + \dot{Q}_{\text{ak}} \quad (10)$$

Totala värmefaktorn beräknas enligt ovan. Dieselmotorns totala verkningsgrad antas vara 0,4 och andelen tillvaratagen värme lika stor. Vid utomhustemperaturer under 5 °C subtraheras 0,05 enheter på grund av avfrostning.

Delresultaten av ovannämnda beräkningar visas i tabell 7.2 och 7.3 för system 1 vid båda metoderna för tillverkning av tappvarmvatten. Reduktionen av totala värmefaktorn på grund av frostning är inkluderad.

Värmepumpens kapacitet varierar med utomhustemperaturen, se figur 7.1 och tabell 7.4.

Tillsatsvärmen antas komma från en oljepanna med verkningsgraden 0,75.

Behoven per tidsenhet av elektrisk energi för toppvärmning, dieselolja och tillsatsolja finns redovisade för varje temperaturintervall i tabell 7.5 och 7.6 för system 1. För

beräkningar av elenergibehovet, se [2].

För behovet av dieselbränsle per tidsenhet gäller för varje temperaturintervall utan toppvärmning

$$B_D = \frac{\dot{Q}_{\text{tot}} - S}{\phi_{\text{tot}}}$$

Med toppvärmning gäller

$$B_D = \frac{\dot{Q}_{\text{tot}} - B_{\text{EL}} - S}{\phi_{\text{tot}}}$$

Genom att multiplicera effektbehoven och bränslebehoven med bråkdelen  $\frac{n_j}{N}$  och summera alla intervaller erhålls viktade årsmedelvärden.

Årsvärmefaktorn är årsmedelvärdet av värmebehovet från värmepump och oljepanna dividerat med årsmedelvärdet av bränslebehoven i form av olja och diesel.

$$\phi_{\text{a}} = \frac{\sum \frac{n_j}{N} \cdot \dot{Q}_{\text{tot}} - \sum \frac{n_j}{N} \cdot B_{\text{EL}}}{\sum \frac{n_j}{N} \cdot (B_D + B_S)}$$

Resultaten redovisas i tabell 7.7, där också det årliga behovet av elenergi för toppvärmning finns med.

Tabell 7.2 Delresultat vid beräkning av årsvärmefaktorn för system 1 utan toppvärmning med el.

j	$\Delta t_a$	$t_a'$	$t_a''$	$t_{a1}$	$t_{a2}$	$t_1$	$\phi$	$\phi_{tot}$
	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$		
1		62,0				60,0	4,15	2,06
2	9,2	62,0	52,8	60,1	58,3	60,3	3,85	1,94
3	11,1	62,0	50,9	59,5	57,3	59,3	3,60	1,84
4	16,0	62,0	46,0	58,4	55,3	57,3	3,50	1,80
5	19,4	66,5	47,1	61,8	58,1	60,1	3,08	1,58
6	24,0	74,3	50,3	67,9	63,5	65,5	2,75	1,45
7	28,9	82,1	53,2	73,5	68,4	70,4	2,37	1,30
8	33,2	89,3	56,1	78,9	73,2	75,2	2,17	1,22
9	38,5							

Tabell 7.3 Delresultat vid beräkning av årsvärmefaktor för system 1 med toppvärmning med el.

j	$\Delta t_a$	KA	$\Delta t_{log}$	$t_a'$	$t_a''$	$t_{a1}$	$t_{a2}$	$t_l$	$\phi$	$\phi_{tot}$
	$^{\circ}C$	kW/ $^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$		
1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	9,2	52,53	3,1	44,2	35,0	42,8	40,9	42,9	5,40	2,56
3	11,1	52,95	3,7	50,6	39,5	48,6	46,3	48,3	4,50	2,20
4	16,0	53,70	5,3	59,6	43,6	56,2	53,0	55,0	3,70	1,88
5	19,4	54,64	6,3	66,5	47,1	61,8	58,1	60,1	3,08	1,58
6	24,0	55,05	7,8	74,3	50,3	67,9	63,5	65,5	2,75	1,45
7	28,9	56,77	9,1	82,1	53,2	73,5	68,4	70,4	2,37	1,30
8	33,2	57,02	10,4	89,3	56,1	78,9	73,2	75,2	2,17	1,22
9	38,5									

Tabell 7.4

j	$t_2$	$Q_{\text{tot}}$	F	S
	$^{\circ}\text{C}$	kW	kW	kW
1	6	60,00	636,76	0
2	2	225,09	605,71	0
3	-2	258,11	583,93	0
4	-6	346,16	559,12	0
5	-10	406,69	512,53	0
6	-14	489,23	489,23	0
7	-18	577,28	469,04	108,24
8	-22	654,32	447,29	207,03
9	-26	747,87	0	747,87



Tabell 7.5 Effektförbrukning per undercentral för system 1 utan toppvärmning.

j	$B_D$	$B_S$	$\frac{n_j}{N}(B_D + B_S)$
	kW	kW	kW
1	29,13	0	3,941
2	116,03	0	24,680
3	139,52	0	20,872
4	192,31	0	32,443
5	257,40	0	48,031
6	337,40	0	31,378
7	360,80	144,32	19,700
8	366,63	276,04	7,134
9	-	997,16	3,989
			<u><math>\Sigma</math> 192,165</u>

Tabell 7.6 Effektförbrukning per undercentral för system 1 med toppvärmning.

j	$B_{EL}$	$B_D$	$B_S$	$\frac{n_j}{N}(B_D + B_S)$	$\frac{n_j}{N} \cdot B_{EL}$
	kW	kW	kW	kW	kW
1	0	29,13	0	3,941	0
2	19,5	80,31	0	17,082	4,15
3	12,3	111,73	0	16,714	1,84
4	2,2	182,96	0	30,865	0,37
5	0	257,40	0	48,031	0
6	0	337,40	0	31,378	0
7	0	360,80	144,32	19,700	0
8	0	366,63	276,04	7,134	0
9	0	0	997,16	3,989	0
				<u><math>\Sigma</math> 178,83</u>	<u><math>\Sigma</math> 6,36</u>

Tabell 7.7

System	Utan topp- värmning	Med topp- värmning	$B_{EL}$  MWh/år
	$\phi$ å	$\phi$ å	
1	1,60	1,68	724
2	1,60	1,73	965
3	1,59	1,75	1124
4	1,62	1,72	793
5	1,62	1,77	1100
6	1,61	1,78	1286
7	1,19	-	-

För systemnumrens betydelse se tabell 7.1.

Tabell 7.8 Behov av elenergi

System	Fläktar	Pumpar
	MWh/år	MWh/år
1	479	138
2	479	369
3	479	859
4	479	150
5	479	388
6	479	891
7	286	144
8	0	136

Fläktarna i den lilla anläggningen använder 48 MWh/år.

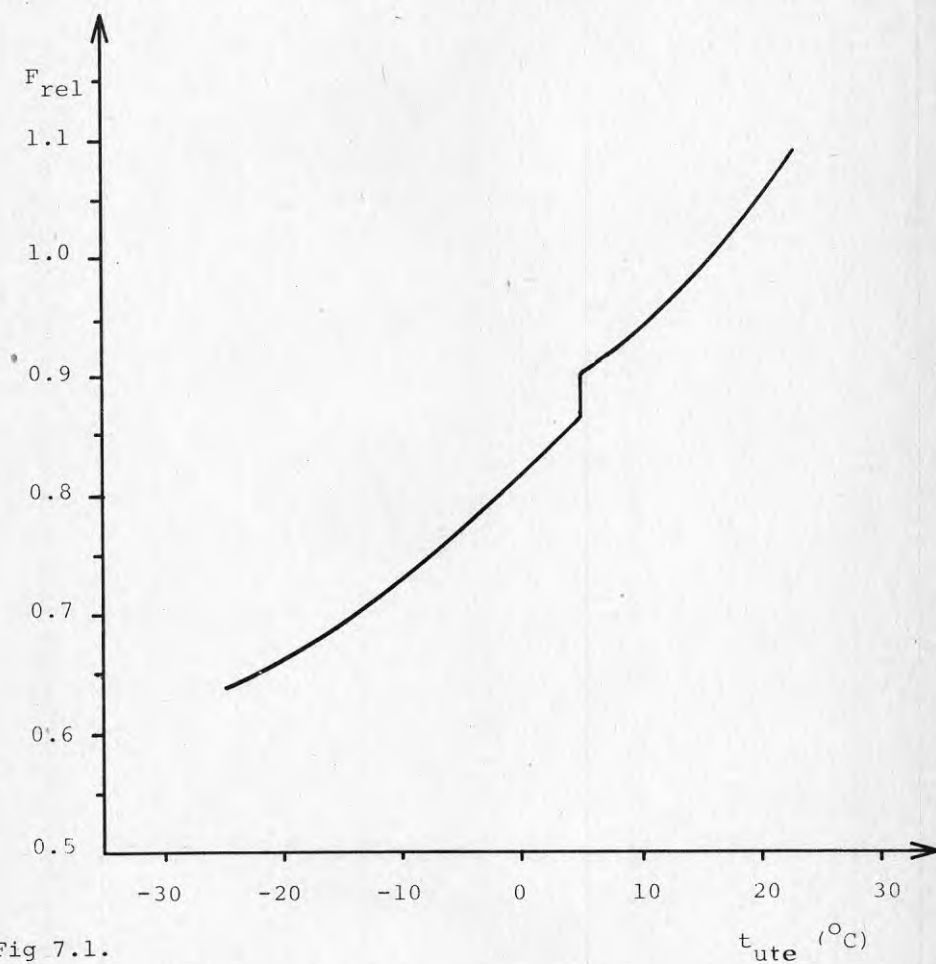


Fig 7.1.

$F_{rel}$  betecknar relativa kapaciteten vid olika utomhustemperaturer i förhållande till kapaciteten vid  $+15^{\circ}C$  [3]

## 7.2 Resultaten av de tekniska beräkningarna

Resultaten av beräkningarna finns sammanställda i tabell 7.7 för båda storlekarna på anläggningen.

### Stora anläggningen

Årsvärmefaktorn vid befintlig yta och befintligt flöde blev 1,19. I detta fall måste värmepumpen stängas av redan vid utomhustemperaturen  $-4^{\circ}\text{C}$  för att inte gränsen för högsta möjliga kondenseringstemperatur för R114, ca  $120^{\circ}\text{C}$ , skall överskridas. Vid de förångningstemperaturer, som här är aktuella, är säkerligen även denna kondenseringstemperatur alldeles för hög. Ett praktiskt genomförande av en sådan anläggning skulle därför säkerligen vara förenat med stora praktiska svårigheter, till vilka hänsyn inte tagits i beräkningarna.

Årsvärmefaktorn som funktion av primärvattenflödet med de båda större värmeväxlarkapaciteterna som parameter visas i figur 7.2. Ökningen av värmefaktorn vid areaökning är liten, trots att arean fördubblas. De visade årsvärmefaktorerna bör därför representera den ungefärliga övre gränsen för vad som vid de givna förutsättningarna är möjligt att åstadkomma med hjälp av en areaökning. Påverkan av primärvattenflödet är relativt liten. Vid fallet utan toppvärmning med el minskar t o m årsvärmefaktorn med flödet. Detta kräver en förklaring.

Utan hänsyn till tappvarmvattnet gäller att när hetvattenflödet ökar, fås en lägre och planare temperaturprofil över värmeväxlaren. Detta sänker kraven på ingående hetvatten och ger därmed lägre kondenseringstemperatur. Men eftersom tappvarmvattnet kräver en viss lägsta temperatur, kan inte kondenseringstemperaturen sänkas. Kravet från tappvarmvattnet inverkar endast under varmare delarna av året. Detta är inte hela förklaringen.

En närmare undersökning av beräkningarna visar att kondenseringstemperaturen egentligen höjs, då flödet ökar i de intervall där temperaturen på hetvattnet begränsas nedåt av kravet från tappvarmvattnet.

Den oväntade ökningen av kondenseringstemperaturen förklaras av att det översta temperaturskiktet på hetvattnet värms upp av köldmediets överhettningssvärme och dieselmotorns avgaser och kylvatten. Följande ekvation gäller:

$$t_1 = t_a' - \Delta t_{\text{över}} - \Delta t_{\text{ak}} + \Delta t_k$$

Storleken på dessa vämetillskott är direkt proportionell mot hela temperaturhöjningen. Detta förklarar ökningen av kondenseringstemperaturen vid denna beräkningsmetod. I beräkningarna har ju temperaturdifferensen i kondensorn antagits konstant. Denna minskar egentligen med ökat flöde. Detta skulle i verkligheten dämpat ökningen av kondenserings-temperaturen.

Vid bedömning av toppvärmningens inverkan skall hållas i minnet att nödvändig årlig elenergi härför inte inkluderats i årsvärmefaktorn. Denna är dock inkluderad i de efterföljande ekonomiska beräkningarna.

#### Lilla anläggningen

Årsvärmefaktorn blev här 1,90 med och 1,58 utan toppvärmning med el. På grund av den lägre temperaturnivån på distributionssystemet i detta fall spelar toppvärmningen en större roll.

Det skall här betonas att värmefaktorerna är framtagna helt teoretiskt och kan därför vara något högre än vad som praktiskt kan uppnås. Värmefaktorn kan exempelvis sjunka vid effektreglering, varvid försämringen beror på hur regleringen



görs. Vidare skall påpekas att elbehovet till förångarfläkten inte inkluderats. Detta finns dock med i beräkningarna av årliga elenergikostnaderna i de ekonomiska beräkningarna.

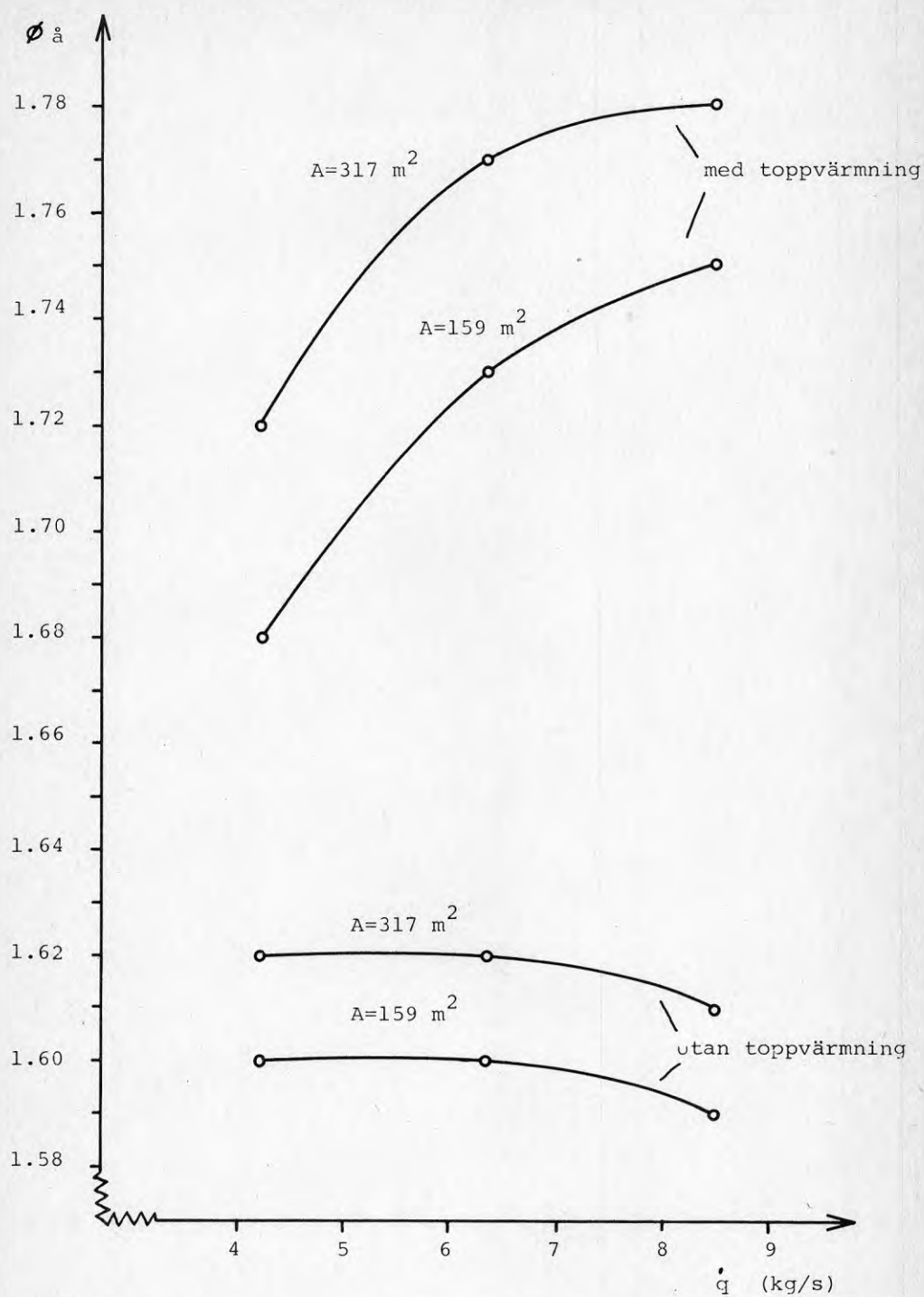


fig. 7.2



## 8. Ekonomiska beräkningar

### 8.1 Investeringar

Alla beräkningar är gjorda i 1979 års priser, inget inflationsindex har använts. Investeringskostnaderna inkluderar installation och moms. Priserna har beräknats i samarbete med en rad företag inom respektive bransch. Till eventuella möjligheter för energisparbidrag eller -lån har hänsyn inte tagits.

Ekonomi för värmepumpsinstallationen har jämförts med en installation av en ny hetvattenpanna. De investeringskostnader, som medtagits för värmepumpsinstallationen, är kostnaden för värmepumpen, dieselmotorn, nya värmeväxlare och nya pumpar för den utökade pumpkapaciteten. De befintliga oljepannorna för topplasterna och övrig befintlig utrustning antages vara avskrivna.

Investeringskostnaderna för alla systemen i den stora anläggningen finns redovisade i tabell 8.1. System 8 avser installation av nya oljepannor.

Det är regel för uppvärmningssystem för flerbostadshus att effekten delas upp på två system på vardera 70 % av maximala effektbehovet. Den befintliga anläggningen har två oljepannor på 7 MW vardera, samt en på 2,5 MW för tillverkning av tappvarmvatten under sommaren. Investeringskostnaden här avser tre pannor av ovannämnda storlekar. Pannorna är avsedda för eldning med tjockolja och dessutom utrustade för eldning med inhemska bränslen enligt gällande byggnorm.

Olika investeringskostnader finns redovisade för dieselmotorn. Den högre kostnaden inkluderar den extra utrustning, som krävs för att driva motorn med tyngre olja. För detaljer om detta se kapitel 5. Dieselmotorn för eldning med tyngre olja har 25 % högre specifik kostnad. System 7 behöver 50 % större

dieselmotor än de övriga systemen på grund av låg värmefaktor i dimensioneringspunkten, vilket beräknas ge 30 % högre kostnad för dieselmotorn.

Kostnaden för värmepumpen i den stora anläggningen har beräknats vara 1400 kr/kW axeleffekt. Denna metod att beräkna kostnaden förutsätter att storleken är direkt proportionell mot värmefaktorn och att kostnaden är proportionell mot storleken. Detta är en approximation.

Investeringskostnaderna för värmeväxlarna avser nya plattvärmeväxlare för tillverkning av tappvarmvatten i alla undercentralerna. Den totala nya värmeväxlararean finns redovisad i tabell 7.1 för varje system.

Investeringskostnaderna för pumparna avser de nya pumparna, som installeras för att klara de större tryckfallen, orsakade av ökade flöden och värmeväxlaryta.

För den lilla anläggningen finns investeringskostnaderna redovisade i tabell 8.2. Oljepannornas kapacitet är för den lilla anläggningen uppdelad på motsvarande sätt som för den stora. Pannorna är avsedda för eldning med lätt eldningsolja och utrustade för eldning med inhemska bränslen. Vid denna storlek av dieselmotor är endast drift med lätt olja aktuell.

Den specifika kostnaden är högre vid denna storleksklass. Värmepumpen har beräknats kosta 2300 kr/kW axeleffekt. Som motor i denna anläggning har antagits att en lastbilsmotor används. I den stora anläggningen avses en mellanvarvsdiesel. Den specifika investeringskostnaden för lastbilsmotorn är mindre än hälften av kostnaden för mellanvarvsdieseln. Här har dock kostnaderna för återkommande helrenoveringar av motorn (vilka kostar ca 30% av investeringskostnaden och bör utföras minst vart tredje år) samt extra servicebehov inkluderats i investeringskostnaden. Detta har resulterat i en något högre specifik kostnad för lastbilsmotorn.

Tabell 8.1 Investeringskostnader för den stora anläggningen.

System	$I_O$ $10^3$ kr	$I_{D1}$ $10^3$ kr	$I_{D2}$ $10^3$ kr	$I_V$ $10^3$ kr	$I_A$ $10^3$ kr	$I_P$ $10^3$ kr	$I_{TOT1}$ $10^3$ kr	$I_{TOT2}$ $10^3$ kr
1	0	2600	3250	2510	164,5	10,8	5290	5940
2	0	2600	3250	2454	169,5	21,9	5250	5900
3	0	2600	3250	2443	169,5	49,9	5262	5912
4	0	2600	3250	2476	274,2	21,0	5371	6021
5	0	2600	3250	2395	274,2	32,1	5301	5951
6	0	2600	3250	2348	274,2	60,1	5282	5932
7	0	3380	4230	3380	0	0	6535	7380
8	1765	0	0	0	0	0	1765	1765

Tabell 8.2 Investeringskostnader för den lilla anläggningen

System	$I_0$ $10^3$ kr	$I_D$ $10^3$ kr	$I_V$ $10^3$ kr	$I_{TOT}$ $10^3$ kr
Värmepump utan toppvärmning	0	390	398,7	788,7
Värmepump med toppvärmning	0	390	366,9	756,9
Hetvattenpannor	233	0	0	233



## 8.2 Energi och underhållskostnader

Oljepriserna i nedanstående tabell är från november 1979. Priserna inkluderar moms och transporter. Från uppgifter på densiteter och värmevärden har bränslepriset per MWh beräknats.

Typ av olja	Priser	
	kr/m <sup>3</sup>	kr/MWh
Lätt eldningsolja	1078	109
Tung eldningsolja	898	86
Dieselbränsle	1078	109

Priset för elenergin som används här är 16,5 öre per kWh eller 165 kr per MWh. Detta pris motsvarar det som hushållen betalar för elenergin, som används för uppvärmning. Energi-skatt är inkluderad, däremot inte den fasta avgiften.

På grund av den begränsade tillgången på energi har vi antagit att energipriserna kommer att öka relativt andra priser i framtiden. Eftersom det är svårt att förutse proportionerna på dessa ökningar, har de ekonomiska beräkningarna utförts vid tre olika scenarios av energiprisernas relativa ökningar.

Relativ ökning av energipriserna i procent per år:

Scenario	$r_0$	$r_E$
1	4	2
2	2	2
3	2	1

Totala värmebehovet för den stora anläggningen är 34 980 MWh per år. Motsvarande för den lilla anläggningen är en tiondel.

Årsmedelvärdet av oljepannornas verkningsgrad har antagits vara 85 %, vilket ger bränslebehovet för dessa. Behovet av dieselbränsle, tillsatsbränsle och elenergi för toppvärmning har beräknats enligt metoderna i kapitel 6 för dieselvärmepumpsanläggningar. Elenergibehoven för fläktar och pumpar i primärsystemet samt för tillkommande pumparbete i sekundärsystemet är redovisade i tabell 7.8.

Livslängden har antagits till 20 år för den stora och 15 år för den lilla anläggningen. Årlig underhållskostnad har satts till 2 % av totala investeringen.

### 8.3 Beräkningsmodell

En realränta på 4 % har använts här, vilket är en vanlig storlek i officiella utredningar.

Resultaten av de ekonomiska beräkningarna redovisas i form av livstidskostnader och årskostnader. Livstidskostnaden inkluderar investeringskostnader, energikostnader och underhållskostnader. Livstidskostnaden beräknas med formeln nedan.

$$L = I_{TOT} + \sum_{t=1}^{N'} \frac{M + P_t \cdot B}{(1 + r)^t}$$

Årskostnaden beräknas enligt nedan.

$$A = L \cdot \frac{r}{1 - (1 + r)^{-N'}}$$

Livstidskostnaderna redovisas i tabell 8.3-8.7. Årskostnaderna visas i figur 8.1-8.5. Kvoten mellan livstidskostnaden och årskostnaden är för den stora anläggningen 13,59 respektive 11,12 för den lilla.

Tabell 8.3 Ekonomiska resultat för den stora anläggningen.  
Drift med tung olja och utan toppvärmning med  
el.

Scenario	1	2	3
System <sup>1)</sup>	L	L	L
	10 <sup>3</sup> kr	10 <sup>3</sup> kr	10 <sup>3</sup> kr
1	46 880	40 120	39 960
2	47 290	40 560	40 355
3	48 890	42 120	41 790
4	46 460	39 790	39 630
5	47 150	40 470	40 250
6	48 720	42 000	41 660
7	61 070	52 000	51 900
8	73 390	60 690	60 660

1) För systemnumrens betydelse se tabell 7.1.

Tabell 8.4 Ekonomiska resultat för den stora anläggningen.  
Drift med dieselolja och utan toppvärmning  
med el.

Scenario	1	2	3
System	L	L	L
	10 <sup>3</sup> kr	10 <sup>3</sup> kr	10 <sup>3</sup> kr
1	55 420	46 980	46 830
2	55 830	47 420	47 209
3	57 510	49 030	48 710
4	55 000	46 660	45 500
5	55 600	47 250	47 040
6	57 260	48 850	48 510
7	72 812	61 440	61 340
8	73 390	60 690	60 660

Tabell 8.5 Ekonomiska resultat för den stora anläggningen.  
Drift med tung olja och med toppvärmning med el.

Scenario	1	2	3
System	L	L	L
	$10^3$ kr	$10^3$ kr	$10^3$ kr
1	46 230	39 920	39 610
2	46 260	40 170	39 740
3	47 460	41 470	40 880
4	45 740	39 580	39 250
5	45 750	39 840	39 370
6	47 080	41 250	40 620
7	61 070	52 000	51 900
8	73 390	60 690	60 660

Tabell 8.6 Ekonomiska resultat för den stora anläggningen.  
Drift med dieselbränsle och med toppvärmning  
med el.

Scenario	1	2	3
System	L	L	L
	$10^3$ kr	$10^3$ kr	$10^3$ kr
1	54 070	46 220	45 900
2	53 800	46 220	45 780
3	54 870	47 420	46 820
4	52 810	45 740	45 400
5	53 030	45 680	45 200
6	54 230	47 000	46 350
7	72 812	61 440	61 340
8	73 390	60 690	60 660



Tabell 8.7 Ekonomiska resultat för den lilla anläggningen.

Scenario	1	2	3
System	L	L	L
	10 <sup>3</sup> kr	10 <sup>3</sup> kr	10 <sup>3</sup> kr
Dieselvärmepump utan toppvärmning	4678	4169	4162
Dieselvärmepump med toppvärmning	4256	3852	3819
Nya oljepannor	6014	5207	5207

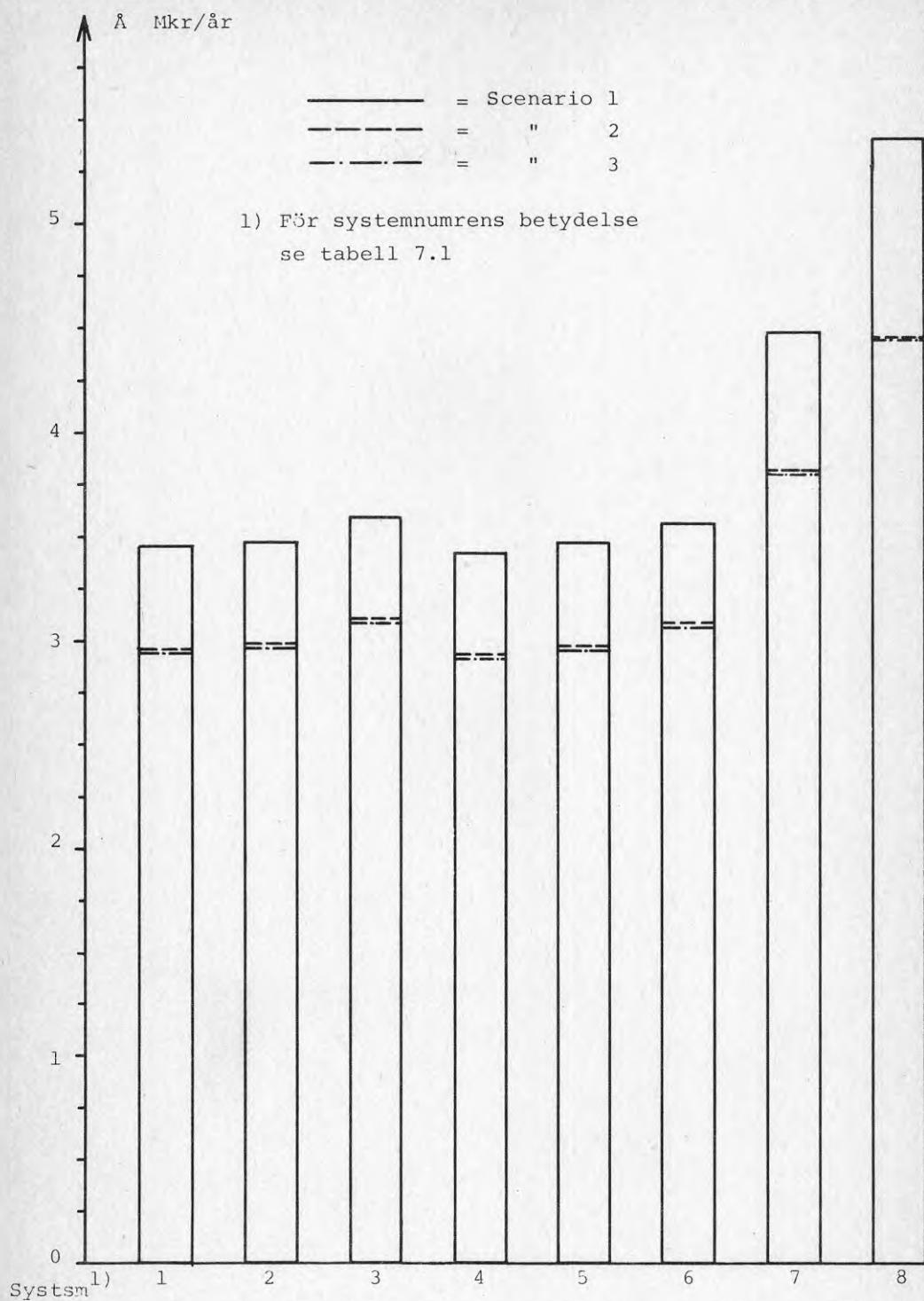


Fig. 3.1 Årskostnaden för den stora anläggningen. Drift med tung olja och utan toppvärmning med el.

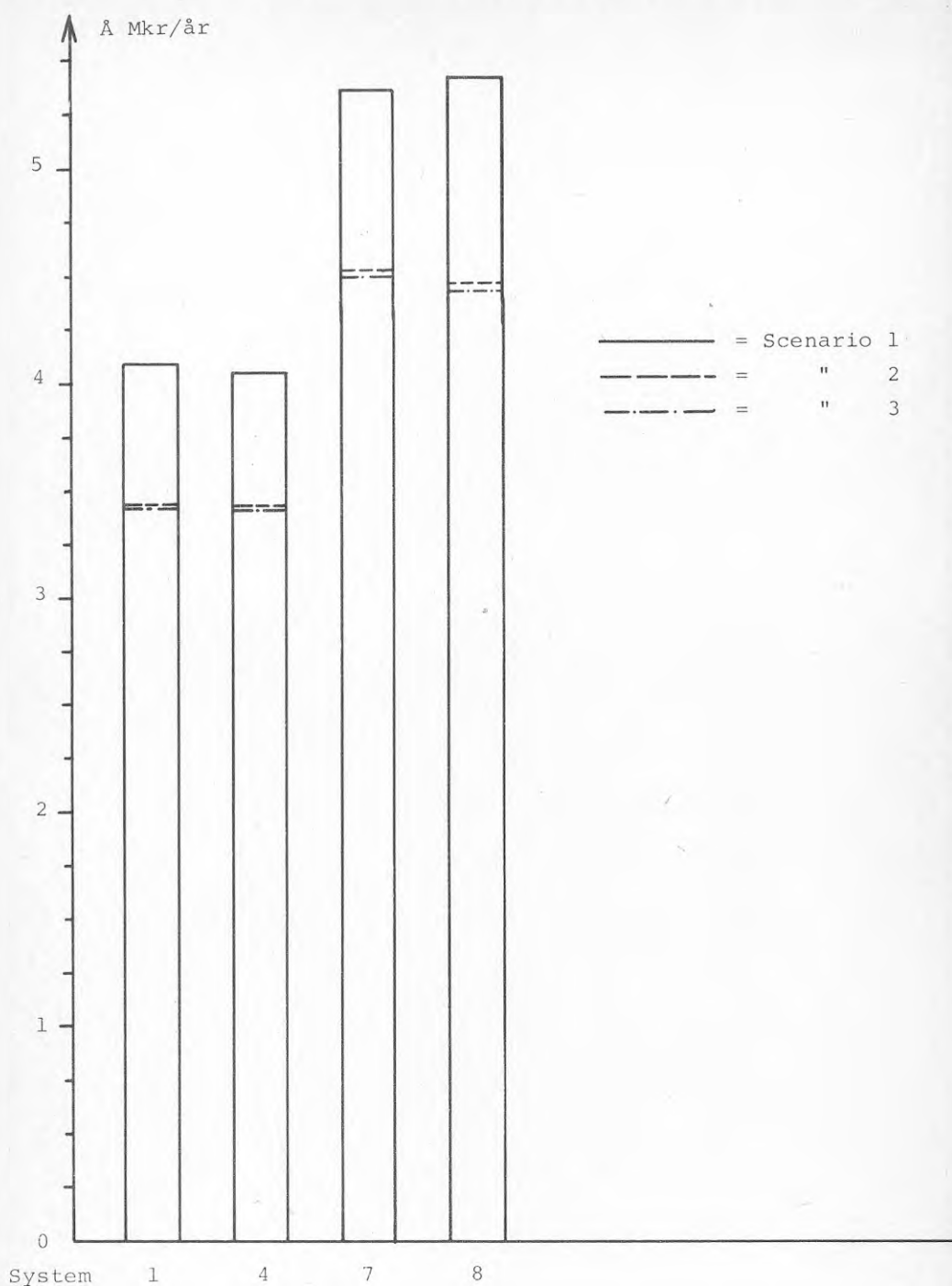


Fig. 3.2 Årskostnaden vid systemen 1,4,7 och 8 för den stora anläggningen. Drift med dieselolja och utan toppvärmning med el.

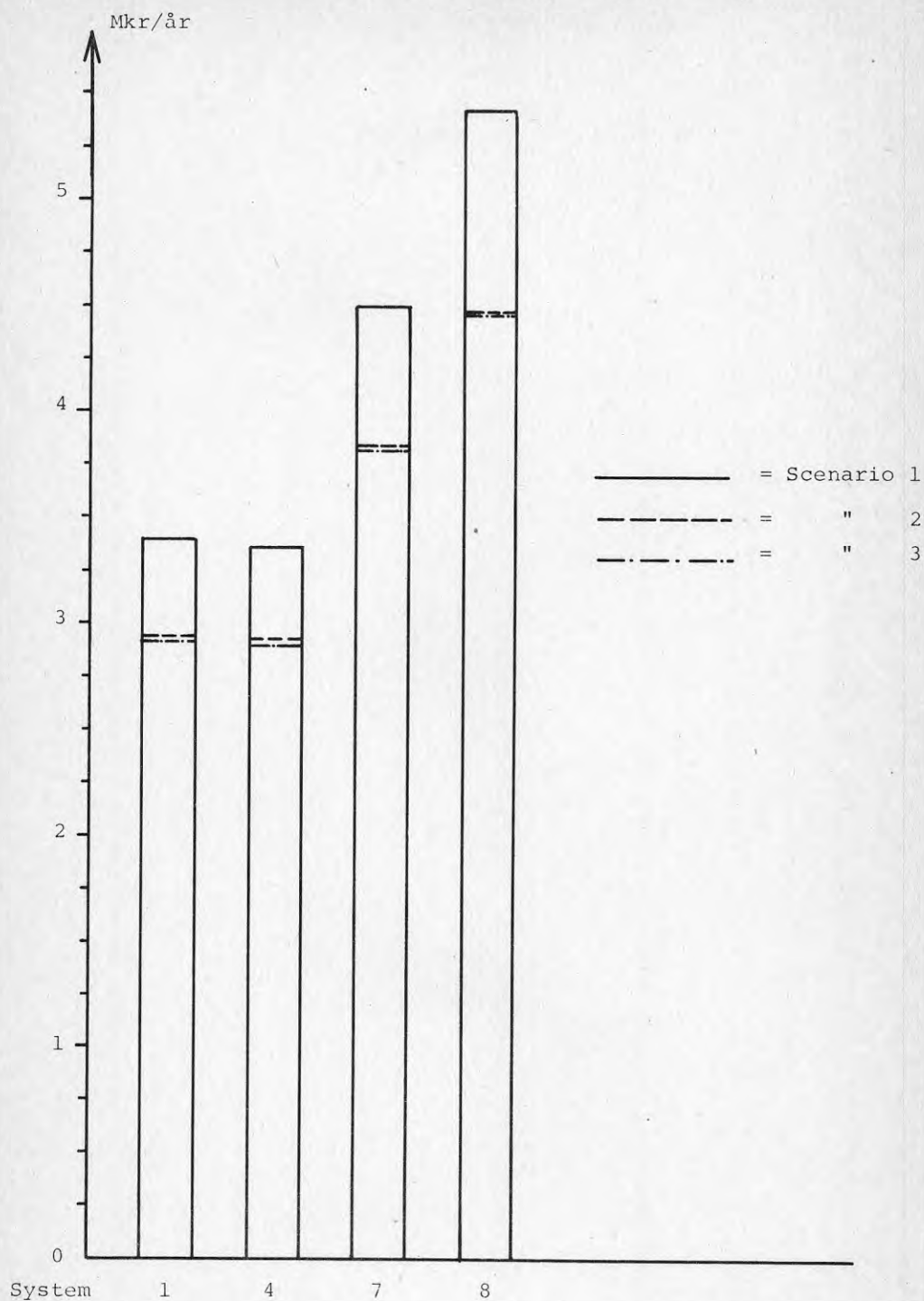


Fig. 8.3 Årskostnaden vid systemen 1,4,7och 8 för den stora anläggningen. Drift med tung olja och med toppvärmning med el.

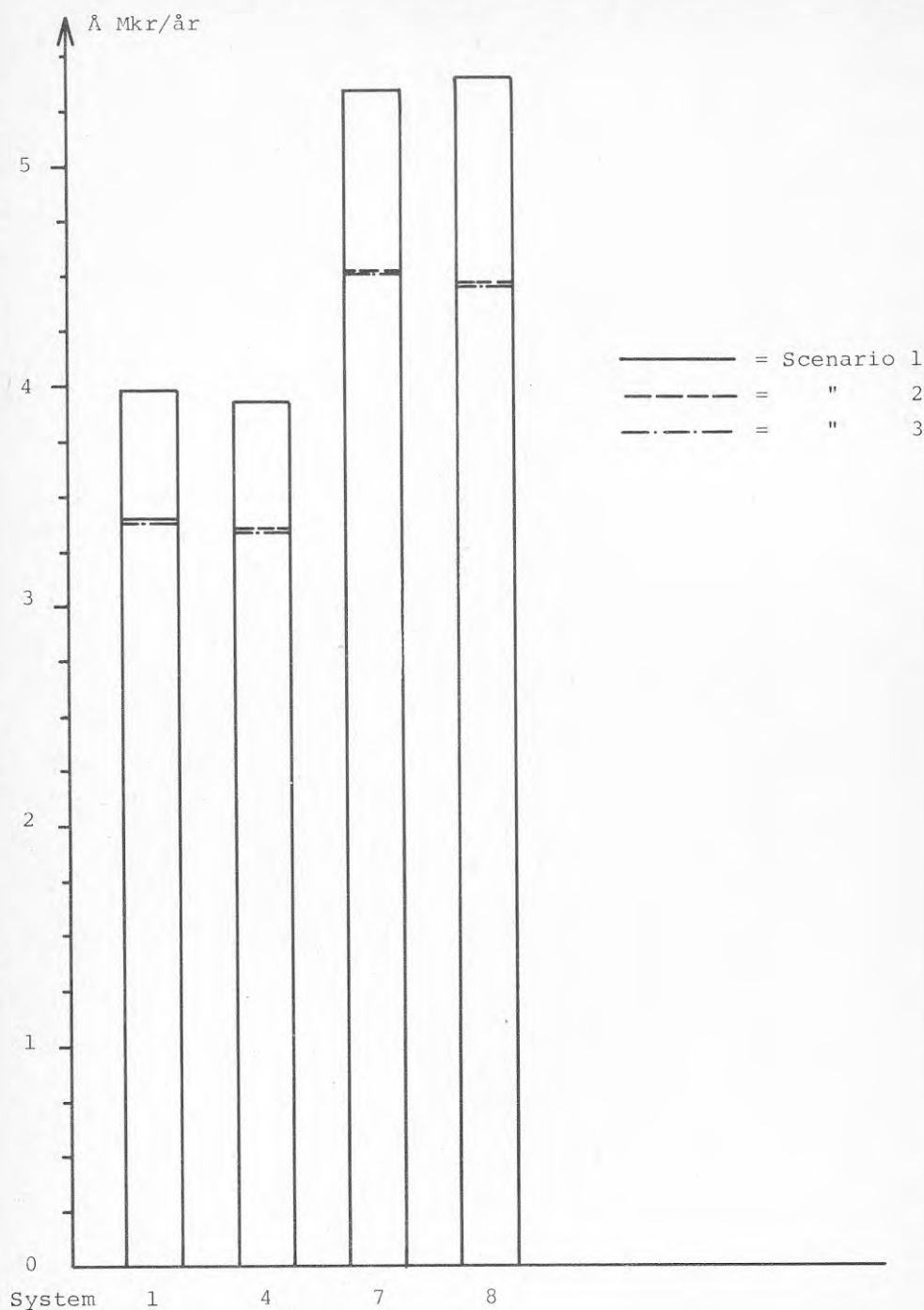


Fig. 8.4 Årskostnaden vid systemen 1,4,7 och 8 för den stora anläggningen. Drift med dieselolja och med toppvärmning med el.

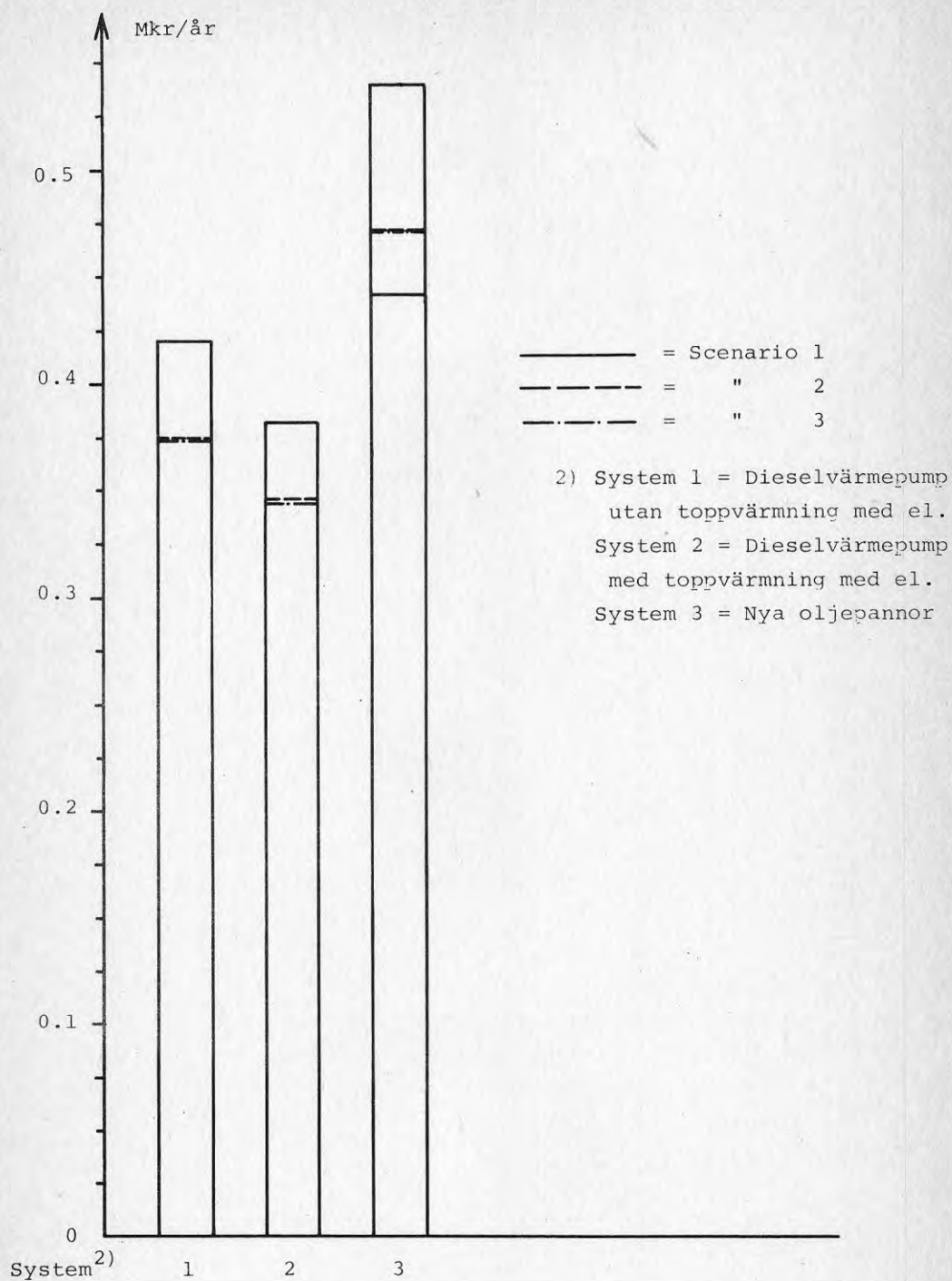


Fig. 8.5 Årskostnaden för den lilla anläggningen.

## 8.4 Resultat av de ekonomiska beräkningarna

### Stora anläggningen

Livstidskostnaderna redovisas i tabell 8.3-8.6 för de olika systemen vid samtliga scenarios, båda bränsletyperna, med och utan toppvärmning med el. I figur 8.1-8.4 visas årskostnaden för ovannämnda system.

System 8 står för nyinstallation av hetvattenpannor. Som framgår av figurerna är samtliga värmepumpsystem fördelaktigare än detta. Fördelaktigast är system 4. Detta är anmärkningsvärt. Den lilla förbättringen av årsvärmefaktorn jämfört med system 1 uppväger tydligen den extra investeringen och de tillkommande tryckfallskostnaderna vid fördubblingen av arean. Resultaten antyder att en optimal värmeväxlarstorlek torde ligga någonstans i närheten av den som används i system 4. Vidare framgår att förbättringen i värmefaktor vid en ökning av flödet inte förmår uppväga de tillkommande tryckfalls- och pumpkostnaderna.

Vid jämförelse mellan figur 8.1-2 och figur 8.3-4 framgår tydligt att det är ekonomiskt fördelaktigt att driva dieselmotorn med tung olja, trots de extra investeringar som krävs (se kapitel 5). Det bör observeras att lönsamheten är starkt beroende av prisrelationen mellan dieselbränsle och tung olja.

En jämförelse mellan de båda metoderna för tillverkning av tappvarmvattnet visar att den ekonomiska skillnaden är liten. Att toppvärma tappvarmvattnet med elektrisk energi ger en liten ekonomisk vinst omkring 1 % av årskostnaden. Dessa resultat är starkt beroende av elenergi priset.

### Lilla anläggningen

Resultaten framgår av tabell 8.7 och figur 8.5. Även för



denna typ av anläggning är tydligen en värmepump mer lönsam än en ny oljepanna. För den här anläggningen är det mer ekonomiskt motiverat att toppvärma tappvarmvattnet med el, jämfört med den stora anläggningen. Detta beror på den låga temperaturnivån på hetvattnet i detta fall.



## 9. Slutsatser

Resultaten visar att det är ekonomiskt motiverat att installera en dieseldriven värmepump i befintliga hetvattencentraler i stället för nya oljepannor. I anläggningar med primär och sekundärsystem är det motiverat att kraftigt utöka värmegenomgångskapaciteten i abonnentvärmeväxlarna vid övergång till värmepump. En ökning av cirkulerande primärvattenflöde torde dock normalt inte ge någon förbättring av ekonomin. Det är däremot ekonomiskt fördelaktigt att driva dieselmotorn i den stora anläggningen med tung olja. Toppvärmning av tappvarmvattnet med elenergi under höst och vår är särskilt ekonomiskt motiverad i anläggningar med direktsystem för hetvatten, dvs vid låga temperaturnivåer på distributionssystemet.



## 10. . . Variabellista

$\dot{Q}$	kW	värmemängd per tidsenhet
$\dot{E}$	kW	kompressorns effektbehov
$\dot{q}$	kg/s	flöde
$t$	$^{\circ}\text{C}$	temperatur
$T$	K	absolut temperatur
$\Delta t$	$^{\circ}\text{C}$	temperaturdifferens
$C$	J/kg $^{\circ}\text{C}$	specifik värme
$n_j$	dygn	antalet dygn med medeltemperaturen inom temperaturintervallet $j$
$N$	dygn	totala antalet dygn i den betraktade tidsperioden
$t_1$	$^{\circ}\text{C}$	kondenseringstemperaturen
$t_2$	$^{\circ}\text{C}$	förångningstemperaturen
$t_{a1}$	$^{\circ}\text{C}$	temperaturen på hetvattnet ut från kondensorn före värmeväxlingen med avgaser och kylvatten
$t_{a2}$	$^{\circ}\text{C}$	temperaturen på hetvattnet före freonets överhettningensvärme tillkommit
$\phi_c$		Carnot-värmefaktorn
$\phi$		värmefaktor
$\phi_{\text{tot}}$		totala värmefaktorn
$\phi_a$		årsvärmefaktorn
$A$	$\text{m}^2$	värmeväxlararea
$K$	$\text{W}/\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}$	värmegenomgångstal
$F$	kW	värmepumpens kapacitet
$\Delta t_{\text{log}}$	$^{\circ}\text{C}$	logaritmiska medeltemperaturdifferensen
$\eta$		totala verkningsgraden
$Nu$		Nussels tal

Pr		Prandtl's tal
Re		Reynolds tal
$\alpha$	$\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$	värmeövergångstal
$\delta$	m	godstjocklek i värmeväxlare
$\lambda$	$\text{W/m } ^\circ\text{C}$	värmeledningstal
d	m	diameter
$\omega$	m/s	flödes hastighet
$\nu$	$\text{m}^2/\text{s}$	kinematisk viskositet
$\rho$	$\text{kg/m}^3$	densitet
$B_{EL}$	kW	elenergi behovet per tidsenhet för toppvärmning av tappvarmvattnet
$B_D$	kW	bränsle behovet per tidsenhet till dieselmotorn
$B_S$	kW	behovet av tillsatsbränsle per tidsenhet
L	kr	totala kostnaden under hela avskrivningstiden
$I_{TOT}$	kr	total investeringskostnad
$N'$	år	avskrivningstid
M	kr/år	underhållskostnad per år
r		realränta
$P_t$	kr/MWh	energi pris år t
B	MWh/år	energi behov per år
A	kr/år	likformig årskostnad
$r_O$		årlig kostnadsökning för olja relativt andra priser i %
$r_E$		årlig kostnadsökning för elenergi relativt andra priser i %
$I_O$	kr	investeringskostnad för oljepannor
$I_{Dl}$	kr	investeringskostnad för dieselmotor utrustad för drift med dieselolja

$I_{D2}$	kr	investeringskostnad för dieselmotor utrustad för drift med tung olja
$I_{TOT1}$	kr	totala investeringskostnader inkluderat $I_{D1}$
$I_{TOT2}$	kr	totala investeringskostnader inkluderat $I_{D2}$
$I_V$	kr	investeringskostnader för värmepumpen
$I_P$	kr	investeringskostnader för pumpar
$I_A$	kr	investeringskostnad för värmeväxlare
S	kW	behovet av tillsatsvärme per tidsenhet

### Indexbeteckningar

a	primärsidan
b	sekundärsidan
'	in i värmeväxlaren
"	ut ur värmeväxlaren
rad	radiatorer
f	förångare
k	kondensor
ak	avgaser och kylvatten
tot	totalt
över	överhettning





# 11. Referenser

- [1] Ekroth, Ingvar  
Förädling av spillvärme - värmepump.  
Institutionen för Mekanisk värmeteori och kylteknik,  
Kungl Tekniska Högskolan, Stockholm 1978.
- [2] Munch, Karen  
Undersökning av möjligheterna att införa dieseldrivna  
värmepumpar i befintliga fjärrvärmecentraler.  
Examensarbete utfört vid Institutionen för Värmeteknik  
och maskinlära, Chalmers tekniska högskola, Göteborg  
1979.
- [3] Olsson, Ulf  
Studie av dieselmotorvärmepump för gruppbebyggelse och  
större fastigheter.  
Volvo Flygmotor AB, BFR 770008-9.



## BILAGA 1

Beskrivning av undercentraler

Det finns 13 undercentraler i området. De flesta har likvärdig utrustning (se figur 2.1).

För radiatorvattnet används tubvärmewäxlare av märket Parca typ KV, tillverkade i slutet av femtiotalet. Sådana värmewäxlare har tubsatser uppbyggda av en stor mängd tunna stålrör, vars innerdiameter är 8 mm. Inuti stålrören, på primärsidan, kyles hetvattnet och utanpå värms sekundärvattnet.

Tidigare användes värmewäxlare bestående av stora träcisterner med hetvattentuber för beredning av tappvarmvatten. Sedan början av sjuttiotalet görs tappvarmvatten i plattvärmewäxlare typ P2 från Alfa Laval. Träcisternerna är fortfarande kvar i apparatrummen. De rymmer  $10 \text{ m}^3$  och används numera som lagertank för hetvatten till tappvarmvattentillverkningen. Detta är praktiskt, eftersom förbrukningen av varmvatten är mycket oregelbundet fördelad över dygnet.

Förutom värmewäxlare och tank finns två cirkulationspumpar i varje apparatrum, en för radiatorvatten och en för tappvarmvatten. Storlekar och fabrikat på pumparna varierar i nästan varenda apparatrum. De flesta är kraftigt överdimensionerade, vilket orsakar onödigt slöseri med elenergi.

Apparatrummen är dessutom utrustade med ett antal termometrar och på de flesta ställen finns en tryckmätare över radiatorvattnets cirkulationspump.

Temperaturen på radiatorvattnet ut från värmewäxlaren regleras automatiskt efter utomhustemperaturen med så kallade klimatkompensatorer från TA, vilka beskrivs mer ingående i nästa avsnitt.

### Beskrivning av klimatkompensatorer

Här i Norden är klimatet starkt varierande, vilket ställer höga krav på värmereglering vid uppvärmning av fastigheter. Utomhustemperaturen kan variera upp till 15 grader på ett dygn. Ständig temperaturövervakning är nödvändig för att kunna hålla en behaglig inomhustemperatur och för att minimera bränslekostnaderna.

Klimatkompensatorer som arbetar helt elektroniskt sköter regleringen automatiskt. De ställer in temperaturen på vatten till radiatorerna efter utomhustemperaturen och en inställd reglerkurva.

Genom att välja lämplig reglerkurva kan man anpassa regulatorn till förhållandena i den aktuella fastigheten, vilket skall ge konstant temperatur inomhus oberoende av utomhustemperaturen.

Reglerkurvorna (se figur 2.2) har olika lutning. Som regel gäller att vid kallare klimat skall en kurva med mindre lutning användas. För att få exakt temperaturinställning kan man parallellförskjuta kurvorna.

I Göteborgsområdet är regulatorerna inställda på kurva nr 3, vilket är vanligt i mellersta Sverige. Kurva nr 4 har visat sig mest lämplig i södra Sverige och i norra Sverige används kurva nr 2 mest.

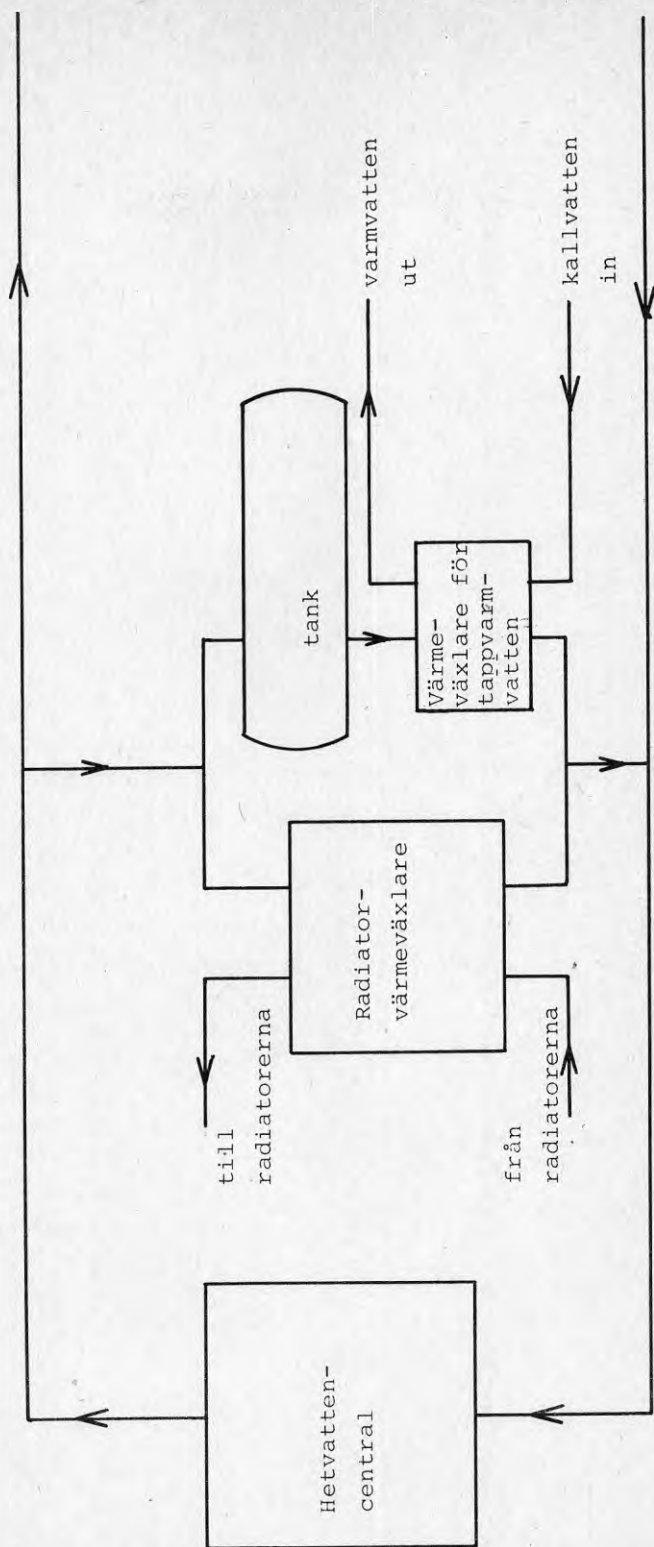


fig. 2.1

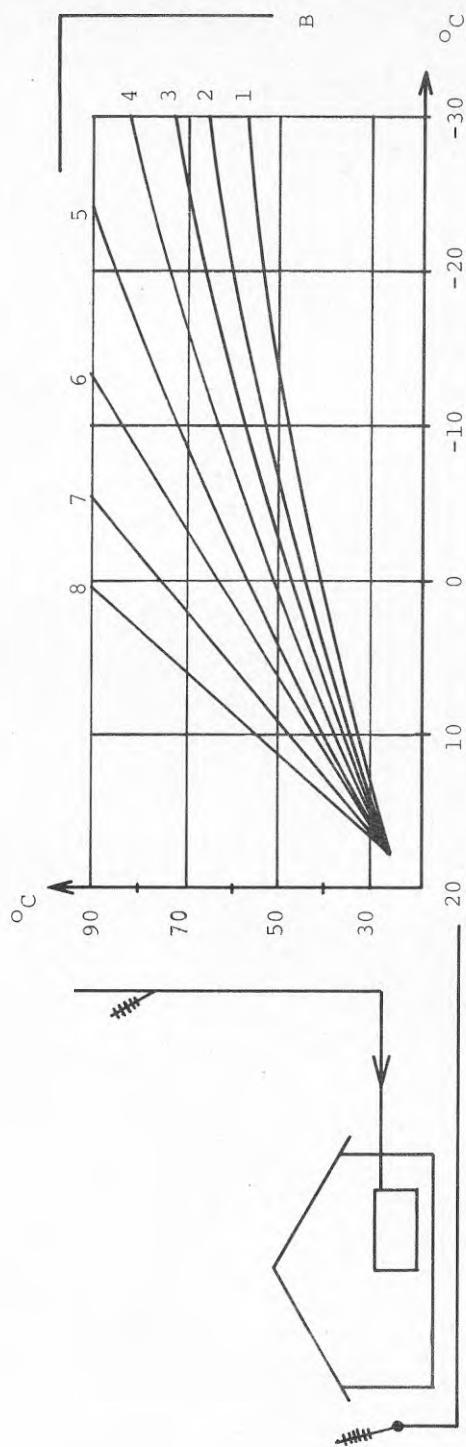


fig. 2.2



## BILAGA 2

Ekvation (1) visar hus värmeöverföringstalet är beroende av flödets storlek i en plattvärmeväxlare. Sambandet har erhållits från Alfa Laval. Värmeöverföringstalet  $\alpha_o$  gäller för vatten vid  $t = 40^\circ\text{C}$ . Vid andra temperaturer korrigeras enligt tabellen på nästa sida.

$$(1) \quad \alpha_o = \frac{10^3}{73} \cdot \left(\frac{\dot{V}_a}{n\tau}\right)^{0,67} \cdot \frac{4,18}{3,6} \quad (\text{Wm}^{-2}\text{C}^{-1})$$

$$(2) \quad \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_a} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_b}$$

$$\frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,0006}{15} \quad (\text{Wm}^{-2}\text{C}^{-1})$$

Temperaturberoende för  $\alpha$ -värden i en plattvärmeväxlare

Allmänt gäller för värmeöverföring vid turbulent strömning:

$$(3) \quad \text{Nu} = \text{konstant} \cdot (\text{Re})^n \cdot (\text{Pr})^m$$

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$$

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d}{\nu}$$

Genom att sätta upp ekvation (3) för två temperaturer kan ett samband erhållas. Den ena temperaturen är referenstemperaturen  $60^\circ\text{C}$ , och den andra är den godtyckliga temperaturen  $t$ . Ekvationerna divideras ledvis och temperaturoberoende variabler förkortas bort. Detta ger ekvation (4).

$$(4) \quad \frac{\alpha}{\alpha_{60}} = \left(\frac{\lambda}{\lambda_{60}}\right) \left(\frac{\nu_{60}}{\nu}\right)^n \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{60}}\right)^m$$

Ur värden på värmegenomgångstalen vid olika temperaturer

från Alfa Laval har exponenternas storlekar uppskattats till

$$n = 0,65$$

$$m = 0,31$$

Resultaten för de aktuella temperaturintervallen finns i tabellen nedan. Resultaten har använts vid beräkningar av teoretiska K-värden.

$t_m$	$\lambda$	$\nu$	Pr	$\frac{\alpha}{\alpha_{60}}$
$^{\circ}\text{C}$	W/m $^{\circ}\text{C}$	$10^6 \text{ m}^2/\text{s}$		
40	0,633	0,661	4,34	0,87
50	0,647	0,556	3,58	0,94
60	0,659	0,477	2,99	1
70	0,668	0,417	2,53	1,05
80	0,674	0,367	2,19	1,10
90	0,678	0,328	1,91	1,14
100	0,682	0,296	1,72	1,19

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
791074-6 från Statens råd för byggnadsforskning  
till Institutionen för Värmeteknik och maskin-  
lära, Chalmers tekniska högskola, Göteborg.**

**R94: 1980**

**ISBN 91-540-3297-0**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6700194**

**Abonnemangsgrupp:  
W. Installationer**

**Distribution:  
Svensk Byggtjänst, Box 7853  
103 99 Stockholm**

**Cirka pris: 30 kr exkl moms**